



**Departamento de Engenharia Química**

**Mestrado Integrado em Engenharia Química**

***Oportunidades de Eficiência Energética  
na Preh Portugal***

**Tese de Mestrado**

de

**Ana Filipa Gomes Soares**

**Desenvolvida no âmbito da unidade curricular de Dissertação**

realizado em

**Preh Portugal**



**Orientador na FEUP: Prof. Fernando Gomes Martins**

**Orientador na Preh Portugal: Eng. José Mário Santos**

**Julho de 2015**



## Agradecimentos

Ao meu orientador da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Professor Fernando Martins, pela oportunidade de poder aplicar conhecimentos e competências adquiridas ao longo do curso e também por todo tempo disponibilizado para o desenvolvimento deste projeto, pela paciência e pela dedicação.

À Preh Portugal, na pessoa do meu orientador, Engenheiro José Mário Santos, e a todo o corpo integrante da empresa pelo excelente acolhimento que me proporcionaram e por toda a ajuda prestada ao longo da realização deste projeto.

Aos meus colegas de curso, porque fizeram com que esta caminhada académica tivesse ainda mais sentido.

À minha família, namorado e amigos pela amizade e demonstração contínua de apoio.

Deixo também o meu agradecimento à Galp Energia pela realização deste tipo iniciativas e pela possibilidade de realização deste projeto.

*“If I have seen further it is by standing on the shoulders of giants”*

Sir Isaac Newton

---

## Resumo

A energia é, atualmente, um bem decisivo no desenvolvimento económico e social, levando por isso a que as empresas a utilizem da forma mais racional possível e evitando desperdícios. O trabalho realizado debruça-se sobre o estudo de oportunidades de eficiência energética na Preh Portugal.

A empresa necessita de água em 3 setores. Com o objetivo de manter a sua temperatura constante, 8 °C, esta passa por refrigeradores a um caudal de 40 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>, proveniente dos sectores referidos. O seu arrefecimento de 12 até 6 °C requer um consumo de 280 kW.

Na medida em que o vaporizador atmosférico instalado na empresa se encontra geralmente coberto com gelo nos primeiros tubos, zonas onde este composto circula a temperaturas extremamente reduzidas, realizou-se um estudo do potencial aproveitamento energético trocado pelo mesmo com vista à diminuição da utilização ou, idealmente, completa substituição dos refrigeradores de água.

Determinou-se que o calor absorvido pelo azoto desde que sai do seu tanque de armazenamento até à saída do vaporizador atmosférico corresponde a 30,6 kW, permitindo arrefecer a água em questão se esta circular com um caudal 4,4 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>. Conclui-se assim que os valores obtidos são cerca de 1/10 inferiores aos referentes às necessidades de água, não se justificando um investimento para a diminuição da utilização dos refrigeradores.

Outra oportunidade de procura de melhoria de eficiência energética presente na Preh Portugal prende-se com o sistema de ar comprimido instalado. O estudo teórico das perdas de carga existentes ao longo do percurso de ar comprimido, considerando um caudal máximo, apresenta uma queda de pressão de 0,87 bar. No entanto, ao considerar um caudal médio, obtém-se 0,64 bar, valor inferior ao obtido na prática (0,82 bar). Esta diferença de queda de pressão verificada constituiu uma potencial poupança anual na fatura da eletricidade de 2653 €.

A empresa visa uma expansão das suas instalações que levará a um aumento de cerca de 30% no consumo de ar comprimido. Com o objetivo de verificar a adequação do diâmetro da tubagem e dos equipamentos constituintes do sistema de ar comprimido à referida expansão fez-se um levantamento dos caudais máximos admissíveis pelos mesmos e considerou-se novamente o caudal máximo. Deste estudo concluiu-se que haverá necessidade de substituir a tubagem de DN80 mm para DN100 mm e os filtros da Hiross.

**Palavras-chave:** Eficiência energética, vaporizador atmosférico, azoto, compressor, ar comprimido.

---

## Abstract

Energy is essential for the current social and economical development, taking the companies to use it in the most rational way possible and avoiding waste. The work presented here focuses on the study of energy efficiency opportunities in Preh Portugal.

The company needs water in three sectors. In order to maintain water at a constant temperature of 8 °C, it passes through chillers at a flow rate of 40 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>, where the water is cooled from 12 until 6 °C. The power required for cooling is 280 kW.

The ambient air vaporizer installed in the company is usually covered with ice at the first tubes, where this compound circulates at extremely low temperatures. So a study of the potential energy recovery of this system was performed to reduce the use of or, ideally, complete replacement of chillers.

It was determined that the power absorbed by the nitrogen since exiting of the storage tank to the outlet of ambient air vaporizer corresponds to 30,6 kW. This power allows to cool only 4,4 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup> of water. It can be therefore concluded that the values obtained are about 1/10 lower than those of the water demand, and thus an investment to decrease utilization of chillers is not justifiable.

The compressed air system installed represents another opportunity for Preh Portugal to save energy. The theoretical study of existing load losses along the compressed air system, considering a maximum flow rate, shows a pressure drop of 0,87 bar. However, when considering an average flow rate, 0,64 bar was obtained, which is lower than 0,82 bar, obtained in practical operation. This difference shows a potential saving 2653€/year in the electricity costs.

The company aims expanding its facilities, corresponding to an increase of about 30% in compressed air consumption. In order to assess the suitability of the diameter of pipes and the equipment constituents of the compressed air system in such expansion, a study was performed considering the maximum allowable flow rates. The results allow concluding that it is necessary to replace the pipe of DN80 mm to DN100 mm and new filters Hiross are needed.

---

## Declaração

Declara, sob compromisso de honra, que este trabalho é original e que todas as contribuições não originais foram devidamente referenciadas com identificação da fonte.

Segunda-feira, 6 de julho de 2015

---

(Ana Filipa Gomes Soares)

---

# Conteúdo

<b>1</b>	<b>Introdução .....</b>	<b>1</b>
1.1	Enquadramento e Apresentação do Projeto.....	1
1.2	Contributos do Trabalho .....	2
1.3	Organização da Tese .....	3
<b>2</b>	<b>Estado da Arte .....</b>	<b>4</b>
2.1	Sistema de Vaporização de Azoto .....	4
2.2	Sistema de Ar Comprimido.....	5
2.2.1	Fugas de Ar Comprimido .....	5
2.2.2	Perdas de Carga .....	6
<b>3</b>	<b>Vaporizador Atmosférico de Azoto.....</b>	<b>8</b>
3.1	Azoto.....	9
3.2	Caso de Estudo .....	10
<b>4</b>	<b>Sistema de Ar Comprimido .....</b>	<b>14</b>
4.1	Ar Atmosférico .....	14
4.2	Ar Comprimido .....	14
4.3	Compressor .....	14
4.4	Filtros.....	17
4.5	Secadores .....	18
4.6	Perdas de Carga.....	18
4.7	Caso de Estudo .....	20
4.7.1	Estudo das Perdas de Carga .....	22
4.7.2	Estudo da Capacidade Máxima da Tubagem e dos Equipamentos .....	28
<b>5</b>	<b>Conclusões.....</b>	<b>31</b>
5.1	Objetivos Realizados.....	31
5.2	Limitações e Trabalho Futuro.....	31
5.3	Apreciação final.....	32

<b>Anexo 1</b>	<b>Ficha de Segurança do Azoto.....</b>	<b>35</b>
<b>Anexo 2</b>	<b>Diagrama de Moody .....</b>	<b>40</b>
<b>Anexo 3</b>	<b>Percurso Considerado e Cálculos Efetuados no Estudo das Perdas de</b>	
<b>Carga</b>	<b>.....</b>	<b>41</b>



# Índice de Figuras

<i>Figura 1 - Tempo de vida útil de um filtro em função da perda de carga inicial [13].</i>	7
<i>Figura 2 - Sistema de Armazenamento de Líquido (Adaptado de [14]).</i>	8
<i>Figura 3 - Tubo alhetado (Adaptado de [15]).</i>	8
<i>Figura 4 - Pressão de vapor do azoto em função da temperatura (Adaptado de [23]).</i>	12
<i>Figura 5 - Esquema idealizado.</i>	13
<i>Figura 6 - Esquema representativo do funcionamento de um compressor dinâmico [13].</i>	15
<i>Figura 7 - Esquema representativo do funcionamento de um compressor volumétrico [13].</i>	15
<i>Figura 8 - Esquema dos tipos de compressores existentes.</i>	16
<i>Figura 9 - Esquema de um compressor rotativo de parafuso (Adaptado de [26]).</i>	16
<i>Figura 10 - Esquema do sistema de ar comprimido instalado na Preh Portugal.</i>	20
<i>Figura 11 - Filtro com económetro no topo [32].</i>	25
<i>Figura 12 - Queda de pressão em função da % de caudal a passar no filtro.</i>	25
<i>Figura 13 - Queda de pressão ao longo do percurso do ar comprimido.</i>	27
<i>Figura 14 - Diagrama de Moody [1].</i>	40

# Índice de Tabelas

<i>Tabela 1 - Dimensões de fugas e respetivas potências requeridas para as sustentar [13].</i>	5
<i>Tabela 2 - Propriedades físico-químicas do azoto [17].</i>	9
<i>Tabela 3 - Propriedades da água [19].</i>	10
<i>Tabela 4 - Condições de operação do azoto.</i>	11
<i>Tabela 5 - Propriedades do azoto a -77,5 °C [22].</i>	11
<i>Tabela 6 - Características dos compressores instalados na Preh Portugal.</i>	21
<i>Tabela 7 - Características dos filtros instalados na Preh Portugal.</i>	21
<i>Tabela 8 - Características dos secadores instalados na Preh Portugal.</i>	22
<i>Tabela 9 - Quantidades e comprimentos equivalentes de cada peça [29, 30].</i>	22
<i>Tabela 10 - Valores lidos pelo caudalímetro.</i>	23
<i>Tabela 11 - Propriedades do ar nas condições de operação [31].</i>	23
<i>Tabela 12 - Valor de rugosidade absoluta e respetivo coeficiente de atrito [28].</i>	24
<i>Tabela 13 - Queda de pressão associada aos filtros utilizados.</i>	24
<i>Tabela 14 - Velocidades recalculadas para o caudal considerado.</i>	29
<i>Tabela 15 - Velocidades recalculadas para o caudal considerado.</i>	29
<i>Tabela 16 - Percorso do ar comprimido e cálculo de perdas de carga.</i>	41

## Notação e Glossário

$A$	área	$m^2$
$c$	velocidade do som	$m.s^{-1}$
$C_p$	capacidade calorífica	$J.K^{-1}.kg^{-1}$
$d$	comprimento do percurso do ar comprimido	$m$
$D$	diâmetro da tubagem	$m$
$f$	coeficiente de atrito	
$g$	constante da aceleração da gravidade	$m.s^{-2}$
$h_f$	perda de carga	$m$
$h_{f,loc}$	perda de carga localizada	$m$
$h_{f,tub}$	perda de carga em consequência do escoamento	$m$
$H$	calor latente de vaporização	$J.mol^{-1}$
$K$	coeficiente de perda de carga	
$l$	comprimento da tubagem	$m$
$l'$	dimensão característica	$m$
$L$	calor latente da mudança de fase	$J.kg^{-1}$
$L_{eq}$	comprimento equivalente	$m$
$m$	caudal mássico	$kg.h^{-1}$
$M$	massa molecular	$kg.mol^{-1}$
$Ma$	número de Mach	
$P$	pressão	$barg$
$P_a$	pressão máxima	$bar$
$P_e$	pressão mínima	$bar$
$P_v$	pressão de vapor	$bar$
$Q_c$	capacidade do compressor	$m^3.min^{-1}$
$Q_f$	caudal de fugas	$m^3.min^{-1}$
$R$	constante dos gases ideais	$J.K^{-1}.mol^{-1}$
$Re$	número de Reynolds	
$t$	tempo de queda do diferencial ou unidades de tempo durante as quais o compressor laborou em carga	$min$
$T$	temperatura	$K$
$T'$	tempo total	$min$
$v$	velocidade média de escoamento	$m.s^{-1}$
$V_r$	volume do reservatório	$m^3$

**Letras gregas**

$\alpha$	coeficiente de energia cinética	
$\gamma$	coeficiente de expansão adiabática	
$\Delta$	variação	
$\varepsilon$	rugosidade absoluta	m
$\mu$	viscosidade dinâmica	kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup>
$\rho$	massa volúmica	kg.m <sup>-3</sup>

**Lista de Siglas**

DN	Diâmetro Nominal
PCI	Placas de Circuito Impresso
PTN	Condições Normais de Pressão e Temperatura
SMD	<i>Surface-mount Device</i>
TK-N	Tanque de Armazenamento de Azoto
TK-W	Tanque de Armazenamento de Água

# 1 Introdução

## 1.1 Enquadramento e Apresentação do Projeto

O grupo Preh foi fundado em 1919, na Alemanha, por Jakob Preh. Apesar de este grupo concentrar a sua produção em componentes elétricos, foi o desenvolvimento do “Preh Funk”, um dos primeiros recetores de rádio em todo o mundo, que permitiu o crescimento do mesmo. Desde 1988, ano em que a empresa entrou no campo de eletrónica automóvel, que se produzem sistemas de controlo de condução, de controlo climático e unidades de controlo eletrónicas. Atualmente, a indústria automóvel é o principal mercado deste grupo, sendo a BMW e a Audi os principais clientes [2].

A Preh Portugal, fundada em 1969 no concelho da Trofa, foi a primeira fábrica de eletromecânica criada fora da Alemanha. Atualmente, além dos componentes eletrónicos para a indústria automóvel, a Preh Portugal tem nos moldes e equipamento industrial uma segunda área de negócio. Esta empresa encontra-se dividida em 9 departamentos, sendo o processo produtivo constituído por 4 secções, seguidamente apresentadas:

1. Eletrónica;

Compreende a colocação de componentes eletrónicos (exemplo: resistências, bobinas, condensadores) em placas de circuito impresso (PCI). São também efetuados testes elétricos e funcionais às placas, bem como a programação de microprocessadores.

2. Injeção Plástica;

Corresponde à produção de elementos plásticos que fazem parte da estrutura do produto final. São exemplos o painel frontal dos equipamentos, os condutores de luz e os botões. Antes de passar à próxima fase, efetuam-se testes visuais e de controlo dimensional.

3. Pintura;

Encontra-se dividida em Pintura 1 e Pintura 2. Os componentes plásticos injetados internamente são pintados e gravados a laser nesta etapa. Realizam-se testes de qualidade ao produto, sendo exemplos os cortes de grelha, os testes de abrasão e de hidrólise.

4. Montagem Final.

Os componentes produzidos nas secções anteriores são agregados, passando a constituir o produto final a ser entregue ao cliente. Além de atividades de montagem, esta secção engloba a realização de diversos testes de conformidade do produto. A cada produto está associada uma linha de montagem, onde, para além dos testes visuais, se realizam testes de forças, deslocamento, iluminação, presença de componentes, entre outros.

A secção de eletrónica compreende 13 processos. O SMD (*Surface-mount Device*), um dos processos referidos, é constituído por 6 linhas de montagem de dispositivos à superfície e placas de circuitos impressos. Cada linha divide-se em 3 etapas:

1. Colocação de solda de estanho sobre a PCI;
2. Colocação dos componentes eletrónicos nos locais pré-definidos da PCI;
3. Tratamento térmico da solda, com vista à adesão dos componentes eletrónicos.

Um dos requisitos do processo relaciona-se com a limitação da concentração de oxigénio,  $O_2$ , no interior do forno, a  $1200\pm 700$  ppm. De forma a garanti-lo, na Etapa 3 introduz-se azoto gasoso, proveniente de um vaporizador atmosférico instalado na empresa pela Air Liquide.

A Preh Portugal utiliza também água fria no processo produtivo na injeção plástica e na pintura, bem como nos sistemas de climatização do SMD e da pintura. A temperatura desta deve situar-se em  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Este objetivo atinge-se com recurso a 3 refrigeradores instalados na empresa. Apesar do seu uso comum na indústria, estes equipamentos apresentam elevados gastos energéticos.

Este trabalho tem como objetivo a avaliação do potencial energético do calor trocado no circuito do azoto. O interesse deste estudo prende-se com a diminuição da utilização ou, idealmente, completa substituição dos refrigeradores de água, por recurso ao aproveitamento do potencial energético referido.

Ainda com o intuito de identificar oportunidades de eficiência energética, foi realizado um estudo ao sistema de produção e tratamento do ar comprimido instalado, bem como uma análise ao comportamento da instalação atual face à previsível expansão da instalação industrial.

Atualmente, o ar comprimido é utilizado em todos os sistemas pneumáticos presentes na empresa, representando cerca de 17% do consumo de energia elétrica total. Após a expansão das suas instalações, a Preh Portugal tem como objetivo a instalação de uma unidade de produção de azoto, o que implica um aumento da necessidade de ar comprimido.

## 1.2 Contributos do Trabalho

O trabalho realizado apresentou duas componentes, sendo o objetivo comum a melhoria da eficiência energética da Preh Portugal.

A avaliação do potencial energético trocado pelo vaporizador atmosférico de azoto tem em vista a diminuição do consumo energético dos refrigeradores de água e, consequentemente, uma redução económica.

O ar comprimido, quando bem produzido, tratado, distribuído e utilizado contribui, decisivamente, para o adequado desempenho de uma empresa. Assim, a outra vertente deste trabalho relaciona-se com o estudo das perdas de carga existentes no sistema de ar comprimido instalado na empresa. Com vista a uma possível expansão da fábrica com um aumento previsto de 30% no consumo de ar comprimido, tornou-se necessário verificar se a tubagem e os equipamentos utilizados atualmente serão adequados.

### **1.3 Organização da Tese**

A estrutura utilizada para desenvolver esta tese é descrita de seguida.

No Capítulo 1, “Introdução”, apresenta-se o enquadramento e apresentação do projeto e os contributos do trabalho realizado.

No Capítulo 2, “Estado da Arte”, aborda-se o tópico eficiência energética, focando em sistemas de vaporização de azoto e de ar comprimido.

No Capítulo 3, “Vaporizador Atmosférico de Azoto”, apresenta-se um enquadramento geral deste sistema de fornecimento de azoto, realçando-se as propriedades deste composto e o estudo realizado referente ao aproveitamento do potencial energético trocado pelo mesmo.

No Capítulo 4, “Sistema de Ar Comprimido”, descrevem-se as propriedades do ar atmosférico e comprimido, os equipamentos utilizados na produção e gestão desta forma de energia, as perdas de carga associadas, e os estudos relacionados com a adequação do atual sistema de ar comprimido à futura expansão das instalações fabris.

No Capítulo 5, “Conclusões”, explicitam-se as principais conclusões do trabalho realizado, bem como as dificuldades encontradas e propostas para trabalho futuro.

## 2 Estado da Arte

A energia é um sector estratégico, fundamental para a competitividade das empresas e para o bem-estar dos cidadãos. Satisfazer a procura de energia no momento e no local em que esta é necessária e sob a forma adequada é um dos principais desafios com que a sociedade é confrontada no decorrer do século XXI. Para além da escassez e da instabilidade dos preços dos combustíveis fósseis, esta permanente busca leva também a uma degradação ambiental [3].

Atendendo a estes considerandos, os estados-membros comprometeram-se, segundo a Diretiva n.º 2006/32/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 5 de abril de 2006, a alcançar uma redução de 20% nas emissões de  $CO_2$  e na dependência energética até 2020. Neste sentido, a União Europeia incentiva a adoção de medidas de melhoria da eficiência energética [4].

De acordo com o Decreto-Lei n.º 68-A/2015, de 30 de abril, eficiência energética consiste *no rácio entre o resultado em termos do desempenho, serviços, bens ou energia gerados e a energia utilizada para o efeito* [5]. Pretende-se a utilização da energia da forma mais racional possível, evitando desperdícios, sem prejudicar o nível de conforto ou qualidade de vida. Esta medida pode ser alcançada através da alteração de alguns comportamentos e da utilização de equipamentos que consumam menos energia. Mesmo pequenas melhorias na eficiência podem contribuir para grandes poupanças energéticas e para diminuir a pegada de carbono industrial [6].

Nos subcapítulos seguintes aborda-se este tópico, focando em sistemas de vaporização de azoto e de ar comprimido.

### 2.1 Sistema de Vaporização de Azoto

O azoto desempenha um importante papel na indústria. Este composto é transportado e armazenado sobre o estado líquido. No entanto, quando a sua aplicação exige que se encontre no estado gasoso, recorre-se a um vaporizador atmosférico para efetuar a mudança de fase em questão.

O fluido criogénico vai absorvendo calor ao longo do seu percurso pelo vaporizador atmosférico, podendo este equipamento ser equiparado a um permutador de calor. A temperatura de entrada do azoto varia entre -190 e -170 °C, sendo por isso os primeiros tubos que se encontrem às temperaturas mais baixas. Estas, relacionadas com a humidade do ar, levam à condensação do vapor de água contido no mesmo, resultando na formação de gelo. A condutividade térmica deste elemento é um quadragésimo inferior à do alumínio, material normalmente utilizado na construção do vaporizador, levando por isso a uma menor eficiência



da transferência de calor. De realçar que quanto mais espessa for a camada de gelo, menor será essa eficiência, pois menor será a área de transferência de calor [7, 8].

## 2.2 Sistema de Ar Comprimido

Embora a pneumática seja um dos mais velhos conhecimentos da humanidade, somente na segunda metade do século XIX é que o ar comprimido adquiriu importância industrial [9].

Apesar de não possuir uma tão grande ubiquidade como a eletricidade, o petróleo e o gás natural, o ar comprimido desempenha um papel fundamental na maioria dos processos de fabrico modernos e na civilização moderna. A quarta utilidade, forma como o ar comprimido é frequentemente descrito, representa cerca de 19% do total da energia utilizada a nível global na indústria, estando presente na maior parte dos produtos que o ser humano utiliza diariamente. Como tal, torna-se importante a otimização da sua exploração pois a diminuição dos custos energéticos reflete-se diretamente na diminuição do custo de produção fabril, aumentando a competitividade das empresas no mercado. Um estudo a nível europeu efetuado pela Comissão Europeia, correspondente a um levantamento durante 5 anos de funcionamento de sistemas de ar comprimido (tipicamente com 6000 h/ano de operação), demonstra que 75% dos custos de exploração desses sistemas resultam da parcela “Energia” [9, 10].

### 2.2.1 Fugas de Ar Comprimido

O uso desta forma de energia é bastante descuidado. O seu usuário geralmente desconhece o seu custo e por tratar-se de ar, um fluido económico e não perigoso, nem sempre dá a devida importância às perdas existentes nestes circuitos [11, 12]. A Tabela 1 apresenta as principais dimensões das fugas, bem como as potências requeridas para as sustentar.

*Tabela 1 - Dimensões de fugas e respetivas potências requeridas para as sustentar [13].*

Diâmetro do Furo, mm	Perda a 6 bar, m <sup>3</sup> .min <sup>-1</sup>	Potência necessária à compressão, kW
1	0,006	0,30
2	0,37	1,17
3	0,61	3,1
4	1,16	5,5
5	1,58	8,3
6	2,27	11,8
8	4,04	21,1
10	6,31	33,0

Da análise da tabela, é possível concluir que uma fuga de ar comprimido à pressão de 6 bar, através de um orifício de 1 mm, equivale ao consumo elétrico de 5 lâmpadas de 60 W cada.

Tendo em conta os valores energéticos e, consequentemente, económicos perdidos, uma fuga de ar comprimido não deve ser negligenciada. O seu consumo pode facilmente ser medido no reservatório ou no próprio compressor, desde que todos os dispositivos pneumáticos estejam fora de serviço. Medindo o tempo de queda no diferencial de pressão do reservatório e recorrendo à Equação (2.1) é possível determinar o caudal de fugas,  $Q_f$ .

$$Q_f = \frac{V_r(P_a - P_e)}{t} \quad (2.1)$$

onde  $V_r$  é o volume do reservatório,  $P_a$  e  $P_e$  são a pressão máxima e mínima, respetivamente, e  $t$  é o tempo de queda do diferencial.

O outro método consiste em medir os tempos de carga e vazio num dado período. O caudal de fugas é dado por:

$$Q_f = \frac{Q_c t}{T'} \quad (2.2)$$

onde  $Q_c$  é a capacidade do compressor,  $t$  corresponde às unidades de tempo durante as quais o compressor laborou em carga e  $T'$  ao tempo total (carga + vazio).

### 2.2.2 Perdas de Carga

O facto de o ar possuir viscosidade leva a que, inevitavelmente, todos e quaisquer componentes, acessórios, tubagens e equipamentos o submetam a perdas de carga, resultando numa penalização económica por via energética.

Atualmente, o compressor não é o único equipamento utilizado num sistema de ar comprimido. Devido às diversas aplicações nos mais variados ambientes, torna-se necessário, para garantir a qualidade do mesmo, recorrer a filtros e secadores. Estes permitem a remoção de partículas sólidas e vapores de óleo e da água, respetivamente.

Os catálogos de filtros apresentam os valores das respetivas perdas de carga quando estes se encontram no estado seco. Todavia, quando introduzidos numa linha de ar comprimido, os filtros sofrem, de imediato, pequenas saturações por absorção que levam ao aumento da perda de carga da fase inicial. A Figura 1 relaciona o tempo de vida útil de um filtro a partir de uma dada perda de pressão inicial. Em suma, quanto mais baixa esta se situar, maior será o tempo de duração do elemento filtrante [13]. Nesta figura, o separador decimal corresponde ao ponto (.).

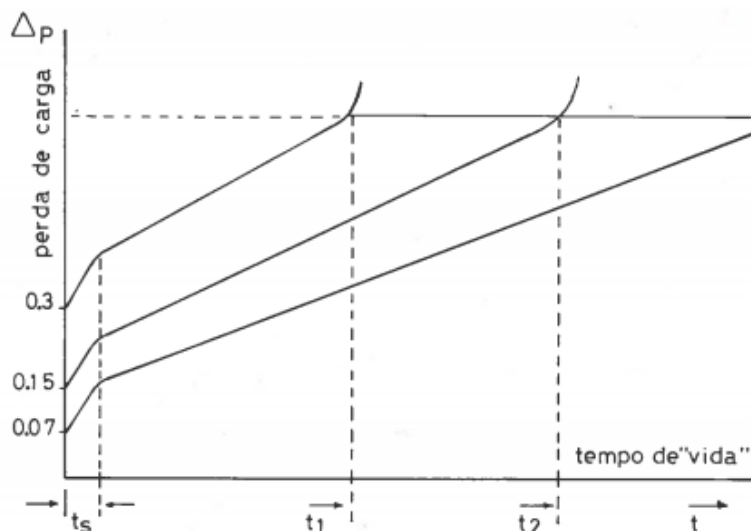


Figura 1 - Tempo de vida útil de um filtro em função da perda de carga inicial [13].

À medida que os filtros se forem colmatando, a perda de carga aumenta e a pressão final, no local de utilização, não será a indicada para as aplicações previstas. Torna-se então necessário a limpeza ou substituição do elemento filtrante do mesmo.

A seleção de secadores de refrigeração baseia-se essencialmente nos seguintes parâmetros:

1. Caudal efetivo de ar comprimido a ser tratado;
2. Pressão normal de serviço;
3. Ponto de orvalho.

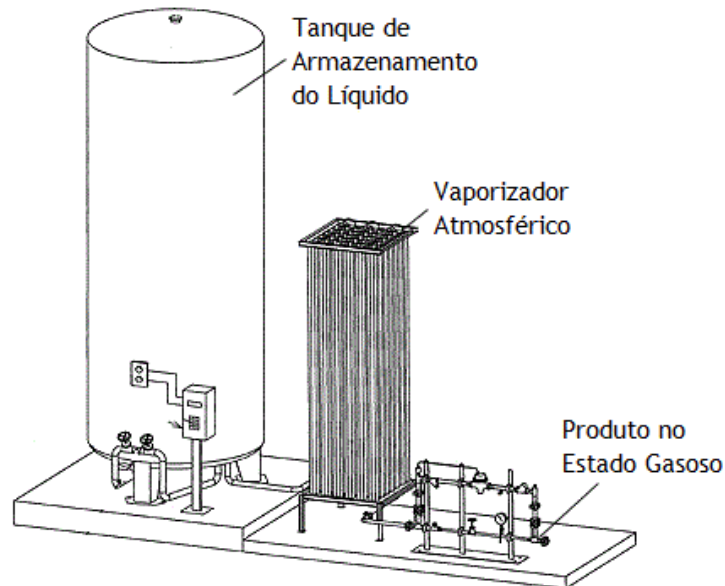
No entanto, a perda de carga introduzida pela unidade e temperatura ambiente e do ar comprimido à entrada do secador são fatores que devem ser considerados. O rendimento deste equipamento aumenta com o aumento da pressão de serviço, no entanto o mesmo não se verifica com a temperatura ambiente. O aumento desta diminui drasticamente a eficiência do secador de refrigeração.

Relativamente aos secadores de adsorção, aplicam-se na íntegra os tópicos referidos anteriormente, sendo também necessário saber se a unidade em questão se destina a tratar todo o caudal ou apenas uma parte deste. No caso do caudal total, a unidade deverá ser montada na central compressora, enquanto para o caudal parcial é aconselhável a sua montagem muito próxima da aplicação pneumática.

Assim, as dimensões de uma unidade de refrigeração não podem ser determinadas sem que todos os fatores, que influenciam positiva ou negativamente o seu rendimento, sejam devidamente considerados [13].

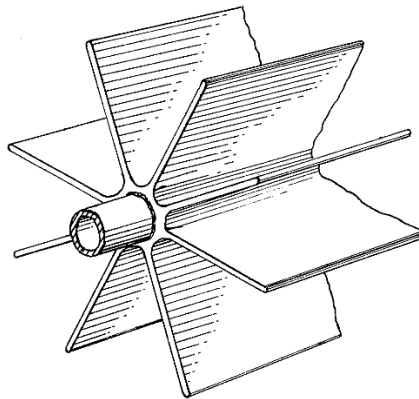
### 3 Vaporizador Atmosférico de Azoto

Os vaporizadores atmosféricos utilizam o calor do ar atmosférico para vaporizar um determinado líquido criogénico, sendo por isso equiparados a um permutador de calor. A Figura 2 apresenta um esquema do sistema de armazenamento do líquido em questão.



*Figura 2 - Sistema de Armazenamento de Líquido (Adaptado de [14]).*

Estes equipamentos são constituídos por conjuntos de tubos alhetados ligados em série e com orientação vertical, sendo geralmente o alumínio o material escolhido para a sua fabricação, devido às suas propriedades condutoras de calor. A Figura 3 apresenta um esquema de um tubo alhetado. O calor proveniente do ar atmosférico transfere-se por meio de convecção natural para a parte exterior do tubo e atravessa a parede do mesmo por condução. No interior do tubo ocorre convecção forçada devido à passagem do fluido.



*Figura 3 - Tubo alhetado (Adaptado de [15]).*

A Preh Portugal detém 3 vaporizadores atmosféricos. Dois destes funcionam por turnos e o terceiro tem a função de suprir as necessidades quando os outros não são suficientes. O azoto entra no vaporizador em estado líquido e, ao longo deste, vai mudando de fase pois absorve calor do exterior, tal como referido anteriormente. A jusante deste equipamento não se considera a existência de líquido, havendo apenas azoto gasoso. A sua construção modular, de fácil e rápida fabricação, permite uma instalação simples e de baixa manutenção [7].

### 3.1 Azoto

O azoto ( $N_2$ ) é uma molécula composta por dois átomos cujo nome científico é diazoto. Este composto é o principal constituinte da atmosfera tendo em conta que representa 78% do volume do ar que se respira [16]. A Tabela 2 apresenta algumas das propriedades físico-químicas do azoto.

Tabela 2 - Propriedades físico-químicas do azoto [17].

Propriedades Físico-Químicas	
Peso Molecular, $g.mol^{-1}$	28,02
Cor	Incolor
Estado físico	Líquido
Cheiro	Inodoro
Ponto de fusão, $^{\circ}C$	-210
Ponto de ebulição, $^{\circ}C$	-196
Massa volúmica <sup>1</sup> , $kg.m^{-3}$	1,17
Calor latente de vaporização, $cal.g^{-1}$	53,0
Solubilidade em água, $mg.L^{-1}$	20
Estrutura química	$N \equiv N$

O azoto desempenha um importante papel na indústria, aparecendo numa vasta gama de aplicações. No estado líquido, este composto pode utilizar-se em criobiologia, para preservar sangue, medula óssea, tecidos, órgãos e sêmen, ou na indústria eletrónica, onde possibilita a refrigeração dos componentes eletrónicos. Na indústria alimentar, utiliza-se o azoto líquido para refrigerar e congelar os alimentos e o gasoso evita a oxidação dos mesmos e inibe o

<sup>1</sup> Valor correspondente a 20  $^{\circ}C$  e 1 atm.

desenvolvimento de bolores e insetos. As indústrias química, metalúrgica e elétrica são também exemplos de possíveis áreas de aplicação de azoto gasoso [18]. Tal como foi referido anteriormente, o uso de azoto na Preh Portugal prende-se a um requisito do processo de produção.

Para que a unidade industrial possa funcionar em contínuo, é necessário providenciar o armazenamento de quantidades específicas de azoto, que permitam responder às necessidades da instalação. Desta forma, este composto encontra-se no tanque de armazenamento, TK-N, em estado líquido, sob pressão, entre 10 e 12 bar, e a temperaturas entre -190 e -170 °C<sup>2</sup>.

### 3.2 Caso de Estudo

A Preh Portugal necessita de água em 3 sectores: injeção plástica, pintura e SMD. Para manter este recurso a uma temperatura constante de 8 °C, a empresa recorre a 3 refrigeradores que entram em funcionamento conforme as necessidades. Estes equipamentos recebem a água proveniente dos sectores referidos com um caudal de 40 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup> e permitem o seu arrefecimento de 12 até 6 °C. A Tabela 3 apresenta a massa volúmica da água e o calor específico da mesma a 9 °C, temperatura média entre a entrada e saída dos refrigeradores, e 1 bar.

Tabela 3 - Propriedades da água [19].

Massa volúmica, kg.m <sup>-3</sup>	999,84
Calor específico, J.K <sup>-1</sup> .kg <sup>-1</sup>	4197

O calor que provoca uma mudança de temperatura num objeto é denominado calor sensível e pode ser calculado recorrendo à equação seguinte:

$$Q = mC_p\Delta T \quad (3.1)$$

onde  $m$  é o caudal mássico,  $c_p$  a capacidade calorífica e  $\Delta T$  a variação de temperatura [20].

Recorrendo à Equação (3.1) e considerando que o caudal mássico é dado pela multiplicação do caudal volúmico pela massa volúmica, o calor libertado devido à mudança de temperatura da água corresponde a 280 kW.

A corrente final de água é encaminhada para o tanque de armazenamento, TK-W, onde, por junção com a água originária da empresa, se mantém à temperatura pretendida para o processo.

<sup>2</sup> Dados fornecidos pela Air Liquide.

Este caso de estudo pretende avaliar a possibilidade de reduzir a utilização dos refrigeradores. Para o arrefecimento da corrente de água em questão, pretende-se aproveitar o potencial energético do calor trocado pelo azoto.

A Tabela 4 apresenta as condições de operação do azoto, assumidas para a realização do presente caso de estudo.

*Tabela 4 - Condições de operação do azoto.*

Temperatura de Saída do N <sub>2</sub> do TK-N, °C	-190
Temperatura de Entrada do N <sub>2</sub> no vaporizador, °C	-170
Temperatura de Saída do N <sub>2</sub> no vaporizador, °C	15
Pressão no TK-N e no vaporizador, bar	10

O caudal médio de azoto gasoso na empresa, nas condições normais de pressão e temperatura (PTN), é de 200 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>. Considerando que a massa volúmica deste composto nestas condições é de 1,23 kg.m<sup>-3</sup>, o caudal mássico corresponde a 246 kg.h<sup>-1</sup> [21].

A -180 °C, temperatura média entre a saída do tanque de armazenamento e a entrada do vaporizador, e 10 bar, o calor específico do azoto corresponde a 2210 J.K<sup>-1</sup>.kg<sup>-1</sup>. Com base nessa informação, por substituição na Equação (3.1), o calor sensível corresponde a 3,0 kW.

A Tabela 5 apresenta as propriedades do azoto a -77,5 °C, valor médio entre a entrada e saída do vaporizador à pressão de 10 bar.

*Tabela 5 - Propriedades do azoto a -77,5 °C [22].*

Calor específico, J.K <sup>-1</sup> .kg <sup>-1</sup>	1088
---	------

A diferença de temperaturas entre a entrada e a saída do azoto no vaporizador atmosférico corresponde a 185 °C. Por recurso à Equação (3.1), tendo em conta esta variação de temperatura, determina-se que o azoto absorve 13,8 kW.

Dentro deste equipamento, para além da variação de temperatura referida, ocorre também a alteração do estado físico do azoto. O calor que causa esta alteração, sem alterar a temperatura, é designado por calor latente, podendo ser calculado através da Equação (3.2).

$$Q = mL \quad (3.2)$$

onde  $L$  é o calor latente de mudança de fase [20].

Neste caso, o  $L$  corresponde ao calor latente de vaporização, designado por  $\Delta H$  (assumido como constante). Este valor determinou-se com recurso à Equação de Clausius-Clapeyron:

$$\ln \frac{P_{v_2}}{P_{v_1}} = \frac{\Delta H}{R} \left( \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) \quad (3.3)$$

onde  $P_v$  é a pressão de vapor,  $R$  a constante dos gases ideais e os índices 1 e 2 referem-se a 2 situações de temperatura e pressão.

A Ficha de Segurança do Azoto Líquido, presente no Anexo 1, indica que a  $-195,8^\circ\text{C}$  se tem uma pressão de vapor de 760 mmHg (1,013 bar). A Figura 4 permite retirar a temperatura correspondente a uma dada pressão de vapor. Considerando uma  $P_v$  igual a 10 bar, obtém-se a respetiva temperatura,  $-170^\circ\text{C}$ . Assim, assumindo  $R$  igual a  $8,314 \text{ J.K}^{-1}.\text{mol}^{-1}$ , o calor de vaporização corresponde a  $201,6 \text{ kJ.kg}^{-1}$ . Por comparação com a Tabela 2, verifica-se a conformidade deste valor.

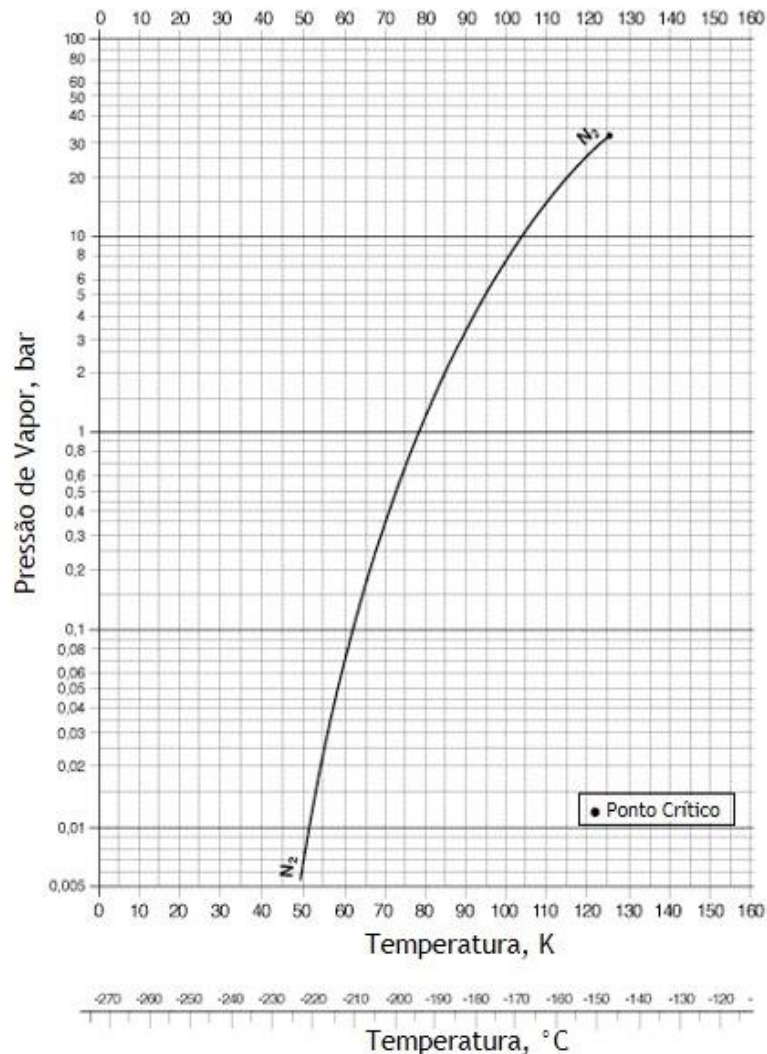


Figura 4 - Pressão de vapor do azoto em função da temperatura (Adaptado de [23]).

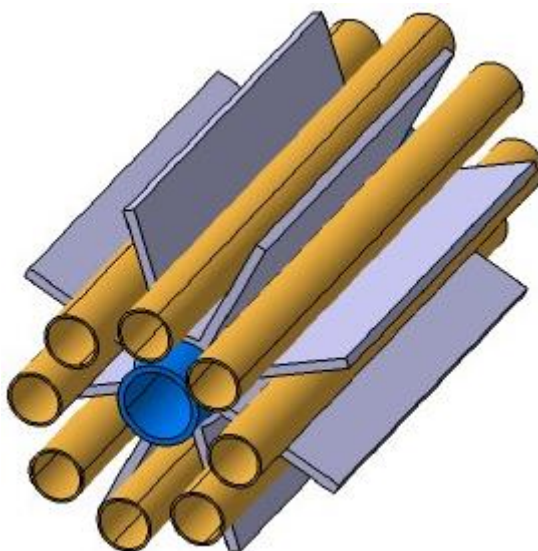


Por substituição na Equação (3.2), o calor latente absorvido pelo azoto corresponde a 13,8 kW.

O somatório do calor absorvido pelo azoto ao longo do seu percurso (após saída do reservatório até à saída do vaporizador atmosférico) corresponde a 30,6 kW. Recorrendo à Equação (3.1), determinou-se que esta quantidade de calor é capaz de arrefecer água de 12 °C para 6 °C se esta circular com um caudal 4,4 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

O calor total absorvido corresponde a 1/10 do valor do calor envolvido no arrefecimento da água, não se justificando um investimento para a diminuição da utilização dos refrigeradores.

No entanto, refere-se que o sistema idealizado para a troca de calor consistia na colocação de tubos entre as alhetas existentes no vaporizador atmosférico, no interior dos quais circularia água. A Figura 5 apresenta um esquema da ideia referida.



*Figura 5 - Esquema idealizado.*

## 4 Sistema de Ar Comprimido

Um dos principais elementos de um sistema de ar comprimido é o compressor. Este equipamento é o responsável pela compressão do ar atmosférico, resultando ar comprimido a uma dada pressão de trabalho.

### 4.1 Ar Atmosférico

O ar é uma mistura de vários gases, sendo de maior relevância o azoto (78%) e o oxigénio (21%). Trata-se de uma substância inodora, incolor e sem paladar que se encontra contaminado por partículas sólidas, como poeiras, areia, cristais de fuligem e de sal. A contaminação do ar varia consoante os diferentes ambientes e a altitude. A uma altitude de 20 a 25 km acima do nível do mar, a composição química do ar mantém-se constante [12, 13].

### 4.2 Ar Comprimido

Tal como foi referido, a compressão do ar atmosférico resulta em ar comprimido. O requisito de base de um sistema de ar comprimido é o de que este seja capaz de fornecer o caudal de ar necessário a uma dada pressão para a operação de um conjunto de equipamentos consumidores. Por norma, a pressão de utilização do ar comprimido é superior a 1 bar e inferior a 414 bar [12, 24].

São várias as aplicações do ar comprimido, sendo as mais usuais: indústrias, hospitais, consultórios odontológicos, captação de água, tratamento de esgoto, construção civil, agricultura, aviação, navegação, siderurgia, limpeza, tratamento de superfícies, extração de petróleo, etc. [25].

Com tantas aplicações em tantos ambientes diferentes dependentes do ar comprimido, os compressores não têm apenas de comprimir o ar a uma pressão específica e a um determinado caudal, mas também de o fornecer com uma qualidade adequada. Para tal, muitas vezes é necessário recorrer a filtros e secadores onde são removidos partículas sólidas e vapores de óleo e a água, respetivamente, antes que estes atinjam a aplicação [12]. A indústria automóvel, à semelhança da farmacêutica, requer ar comprimido com um elevado nível de pureza.

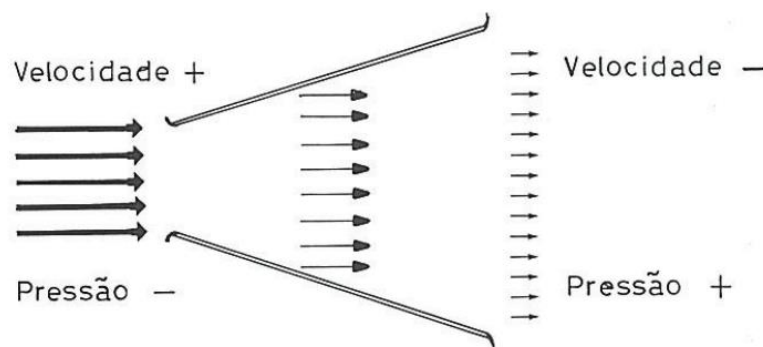
Nas 3 secções seguintes serão abordados os recursos necessários para produzir e gerir esta forma de energia adequadamente.

### 4.3 Compressor

Atualmente, existem cerca de 40 milhões de compressores em operação no mundo e outros 4 milhões são fabricados todos os anos. Estes equipamentos são os responsáveis pela

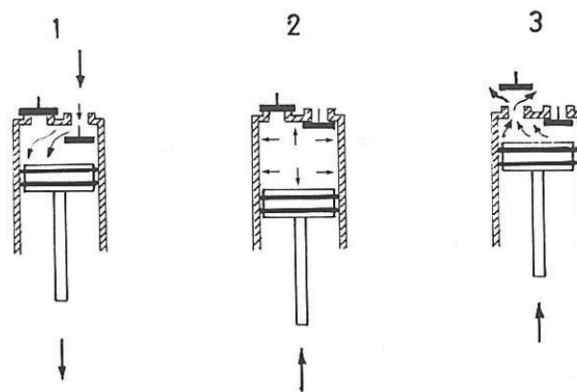
compressão do ar ambiente, podendo ser definidos como estruturas mecânicas industriais destinadas, essencialmente, a elevar a energia utilizável de gases, pelo aumento da sua pressão.

Existem duas formas distintas de obter ar comprimido industrial: pela via dinâmica (fluxo contínuo) ou pela via volumétrica (fluxo intermitente). A compressão dinâmica resulta da transformação de energia cinética em pressão, devido à contínua desaceleração do fluxo atmosférico. Como se pode verificar na Figura 6, a secção de saída de um compressor dinâmico é superior à de entrada, permitindo uma diminuição progressiva da velocidade do ar e, consequentemente, um aumento da sua pressão [13, 25].



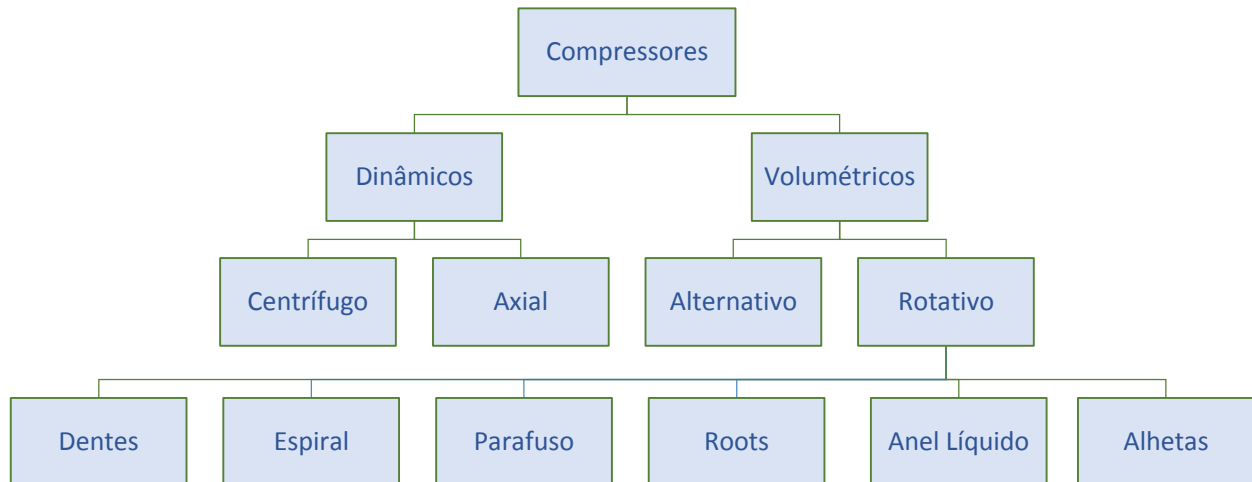
*Figura 6 - Esquema representativo do funcionamento de um compressor dinâmico [13].*

A compressão volumétrica, também denominada por deslocamento positivo, consiste na diminuição do volume onde o gás está contido, resultando o aumento da sua pressão. Esta encontra-se dividida em três etapas: sucção, compressão e descarga. A Figura 7 apresenta um esquema representativo de cada etapa. Na etapa 1, o ar é admitido por sucção, entrando a uma pressão inferior à atmosférica. A diminuição do volume aspirado ocorre na etapa 2, originando um aumento de pressão. A descarga (etapa 3) é iniciada quando o volume for reduzido ao mínimo e, consequentemente, a pressão ao máximo, e corresponde à abertura da respetiva válvula.



*Figura 7 - Esquema representativo do funcionamento de um compressor volumétrico [13].*

Os tipos de compressores existentes em cada via de produção de ar comprimido estão esquematizados na Figura 8.



*Figura 8 - Esquema dos tipos de compressores existentes.*

Na atual indústria transformadora, o compressor rotativo de parafuso é a base da produção de ar comprimido.

A teoria básica da compressão volumétrica aplica-se a todos os compressores de parafuso, lubrificados ou isentos de óleo. Estes são constituídos por um corpo de secção octal, no interior do qual rodam, com sentidos opostos, dois rotores, sendo um considerado o macho e outro a fêmea. Na Figura 9 é possível observar que estes rotores possuem lóbulos helicoidais que engrenam um no outro, isto é, a zona convexa do macho penetra na parte côncava da fêmea [13].



*Figura 9 - Esquema de um compressor rotativo de parafuso (Adaptado de [26]).*

O ar vai ocupar os espaços vazios entre os dois lóbulos adjacentes. A força motriz (motor elétrico) é fornecida ao veio do rotor macho e este, durante a sua rotação e por arrastamento, faz rodar o rotor fêmea. À medida que os parafusos giram, o gás vai sendo conduzido para um espaço menor ocorrendo a sua compressão por redução direta do seu volume [13, 27].

## 4.4 Filtros

Numa atmosfera industrial, 1 m<sup>3</sup> de ar contém cerca de 140 milhões de partículas, sendo que 80% destas apresentam dimensões inferiores a 2 µm. O filtro de aspiração do compressor é a primeira barreira para esta poeira, no entanto apenas retém partículas com dimensões superiores a 5 µm [13].

O óleo é outra impureza que afeta a qualidade do ar comprimido. Este elemento, que no interior de um compressor lubrificado desempenha uma missão altamente gratificante (veda, lubrifica e arrefece), uma vez no exterior desta unidade, misturado com ar comprimido e vapor de água, torna-se corrosivo, sendo de extrema importância a sua eficaz remoção.

Assim, com vista à obtenção de ar comprimido dentro dos padrões normalizados, recorre-se aos seguintes métodos de remoção dos elementos poluentes referidos:

- Processo mecânico (centrifugação e gravidade): Funciona segundo o princípio de que quando uma corrente de ar húmido altera abruptamente a sua direção, as partículas de humidade mais pesadas são incapazes de acompanhar esse movimento e precipitam contra um anteparo ou alheta separadora;
- Por superfície (grau de porosidade): As partículas com dimensões superiores aos poros do elemento filtrante são retidas, passando as que lhe são naturalmente inferiores. Esta técnica não é capaz de reter as partículas abaixo de 1 µm sem correr o risco de os filtros se colmatarem rapidamente;
- Por profundidade (meio tridimensional): As impurezas são removidas através da técnica de sorção. Microfiltros e submicrofiltros, filtros de carvão ativado e de esterilização são exemplos de barreiras utilizadas neste método, permitindo remover partículas com dimensões superiores a 0,01 µm.

Atualmente, é possível obter azoto sem recurso à tradicional técnica da criogenia. Para tal, recorre-se a filtros (membranas separadoras) que possuem a particularidade de separar as moléculas de azoto e oxigénio, devido às diferentes velocidades atingidas pelas mesmas durante os seus trajetos no interior destes equipamentos [13].

## 4.5 Secadores

A compressão do ar leva a um aumento da concentração de humidade. A água, que pode à priori parecer um líquido simples, representa uma mistura de 33 substâncias distintas, onde não são contabilizadas impurezas, representando assim ser um fluido complexo. Por forma a evitar o efeito prejudicial que este possa ter sobre o equipamento pneumático, nomeadamente o aumento do tempo de produção, a deterioração do produto e a redução do período de vida útil do equipamento, utilizam-se secadores de ar comprimido. Estes podem ser de refrigeração ou de adsorção [12, 13].

Um secador de refrigeração recorre ao processo de frio, através da compressão e evaporação (líquido-gás) de um fluido frigorigénio num circuito fechado, onde não existe contacto físico entre o refrigerante (fluido frigorigénio) e a substância a ser arrefecida (ar comprimido). Desta forma, a água existente no ar comprimido é condensada e posteriormente drenada no respetivo separador de condensados.

Adsorção é um fenómeno que ocorre essencialmente à superfície, interferindo apenas as forças de coesão molecular (forças de Van Der Waals). O funcionamento de um secador de adsorção consiste na passagem de uma mistura de gases (ar húmido) por um corpo sólido (dessecante), onde ocorre a retenção de um deles (vapor de água), resultando no enriquecimento do fluido não adsorvido (ar seco) [13].

## 4.6 Perdas de Carga

De um modo geral, qualquer elemento ou dispositivo que estabeleça ou eleve a turbulência ou que mude a direção ou altere a velocidade de escoamento de um determinado fluido numa canalização é responsável por uma perda de energia. Em consequência da inércia e da viscosidade do fluido, parte da energia mecânica disponível converte-se em calor e dissipa-se sob essa forma, resultando numa perda de carga,  $h_f$ .

Este termo é de especial importância ao considerar o escoamento de fluidos reais, aparecendo por isso descrito na equação de Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_f \quad (4.1)$$

onde  $P$  é a pressão,  $\rho$  a massa volúmica,  $g$  a constante de aceleração da gravidade ( $9,8 \text{ m.s}^{-2}$ ),  $\alpha$  o coeficiente de energia cinética,  $v$  a velocidade média de escoamento,  $z$  a cota e os índices 1 e 2 representam o início e o fim do percurso considerado, respetivamente. Sendo o escoamento turbulento ao longo de todo o percurso, é possível admitir que  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$  [28].

A aplicação desta equação deve ter em conta as hipóteses formuladas para o seu desenvolvimento:

- o fluido foi considerado incompressível e o escoamento estacionário;
- não há troca de energia calorífica entre o fluido e o exterior;
- não há sistemas mecânicos a fornecer energia mecânica ao fluido, nem a receber energia mecânica do fluido [28].

No estudo do movimento de fluidos não se pode prescindir da viscosidade e dos seus efeitos. Em regime laminar, a resistência ao escoamento está totalmente relacionada com a viscosidade do mesmo. Esta perda de energia, comumente designada como perda por fricção, em nada está relacionada com a forma de atrito que ocorre nos sólidos. A velocidade eleva-se até ao seu valor máximo junto do eixo do tubo, não existindo movimento do fluido junto das suas paredes.

Por outro lado, quando o regime de escoamento é turbulento, a resistência deve-se ao efeito combinado entre a viscosidade e a inércia. Neste caso, a turbulência, influenciada pelas condições das paredes, é que determina a distribuição de velocidades na canalização.

A Equação (4.2) apresenta a expressão para o cálculo relativo a perdas de carga em consequência do escoamento ao longo do tubo,  $h_{f,tub}$ .

$$h_{f,tub} = f \frac{l}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (4.2)$$

onde  $f$  é o coeficiente de atrito e  $l$  o comprimento da tubagem.

No entanto, as tubagens não são constituídas exclusivamente por tubos retilíneos do mesmo diâmetro, sendo por isso importante considerar as perdas de carga localizadas,  $h_{f,loc}$ . Estas ocorrem em pontos ou partes bem definidas da tubagem, sendo exemplos as válvulas e as uniões e podem ser determinadas por:

$$h_{f,loc} = K \frac{v^2}{2g} \quad (4.3)$$

onde  $K$  corresponde ao coeficiente de perda de carga.

Sob o ponto de vista de perdas de carga, a presença de acidentes e outras singularidades numa canalização equivale a um encanamento retilíneo de comprimento superior. Assim, considerando que a cada peça especial corresponde um certo comprimento equivalente fictício e adicional, obtém-se um comprimento virtual de canalização. A partir deste, recorrendo à Equação (4.2), também é possível calcular as perdas de carga localizadas [1, 29].

## 4.7 Caso de Estudo

O ar comprimido, sendo uma forma de energia com um custo elevado, requer especial atenção. Neste sentido este trabalho pretende desenvolver um modelo de determinação de perdas de carga do sistema de ar comprimido da Preh Portugal. A Figura 10 apresenta um esquema representativo do mesmo.

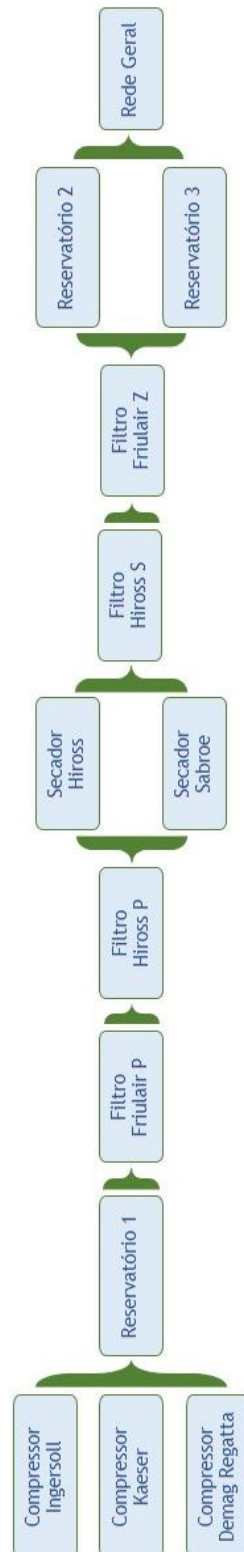


Figura 10 - Esquema do sistema de ar comprimido instalado na Preh Portugal.



O sistema de ar comprimido é constituído por 3 compressores rotativos de parafuso (Ingersoll, Kaeser e Demag Regatta), sendo que o compressor Ingersoll funciona em contínuo e os restantes funcionam em caso de necessidade. Este compressor apresenta um regime de carga que varia entre os 7,2 e os 7,9 barg. Atingido o valor máximo estipulado, a válvula de admissão fecha a entrada do ar atmosférico para o elemento parafuso, não ocorrendo compressão. Entretanto, devido ao consumo de ar comprimido, a pressão no exterior (reservatório) vai diminuindo e assim que atinge 7,2 barg, o regime de carga é retomado. Caso a pressão do reservatório não aumente de valor num período estabelecido, o compressor Kaeser entra em carga, sendo que também entrará em regime de carga se a pressão do reservatório for igual ou inferior a 7,1 barg. O mesmo acontece com o compressor Demag Regatta, relativamente ao da Kaeser, sendo 7,0 barg o valor de entrada em regime de carga. A Tabela 6 apresenta as principais características dos compressores em questão. O caudal apresentado corresponde às condições PTN.

*Tabela 6 - Características dos compressores instalados na Preh Portugal.*

	Ingersoll	Kaeser	Demag Regatta
<b>Potência Nominal, kW</b>	160	90	90
<b>Pressão Máxima de Trabalho, barg</b>	8,5	8,0	10,0
<b>Caudal Máximo Admissível, m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup></b>	1672	1352	795

Com vista à obtenção de ar comprimido isento de impurezas, a Preh Portugal utiliza filtros com diferentes porosidades, sendo que a série P da Friulair e da Hiross retêm partículas sólidas até 3 e 1 µm, respetivamente, a S fornece ar tecnicamente privado de óleo (0,01 µm) e a Z corresponde a filtros de carvão ativado, que retêm qualquer teor residual de óleo até 0,003 µm. As características dos filtros instalados na empresa encontram-se na Tabela 7, sendo o caudal apresentado nas condições normais de pressão e temperatura.

*Tabela 7 - Características dos filtros instalados na Preh Portugal.*

	Friulair	Hiross
<b>Pressão Máxima de Trabalho, barg</b>	16	16
<b>Caudal Máximo Admissível, m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup></b>	2520	2220

Para remoção da água recorre-se a secadores de ar comprimido. Tal como foi referido na Secção 4.5, estes podem ser de refrigeração ou de adsorção. A Preh Portugal possui dois secadores de refrigeração, Hiross e Sabroe, cujas características se encontram na Tabela 8. O valor do caudal corresponde às condições PTN.

*Tabela 8 - Características dos secadores instalados na Preh Portugal.*

	Hiross	Sabroe
Refrigerante	407C	22
Pressão Máxima de Trabalho, barg	12	15
Caudal Máximo Admissível, m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup>	2483	1352

#### 4.7.1 Estudo das Perdas de Carga

Para o estudo das perdas de carga existentes fez-se um levantamento das propriedades das tubagens e respetivos acidentes, uniões e válvulas. O percurso do ar comprimido, desde a saída do compressor Ingersoll até este atingir a rede geral, corresponde a cerca de 28,4 m.

A Tabela 9 apresenta o comprimento equivalente,  $L_{eq}$ , às perdas localizadas de cada junção, válvula e entrada e saída dos reservatórios, bem como as respetivas quantidades. Todos os valores apresentados referem-se a um diâmetro nominal, DN, de 80 mm (3 in).

*Tabela 9 - Quantidades e comprimentos equivalentes de cada peça [29, 30].*

Percurso Ar Comprimido	Quantidade	$L_{eq}$ , m
Curva 90°	13	1,0
Cotovelo 90°	8	2,1
Curva 45°	3	0,6
Cotovelo 45°	2	1,2
Tê Passagem Direta	10	1,6
Tê Saída de Lado	1	5,2
Válvula Borboleta	12	1,0
Passador de Esfera Macho-Fêmea	3	1,0
Entrada de uma Canalização	6	1,10
Saída de uma Canalização	5	2,20

A tubagem percorrida pelo ar comprimido apresenta um DN de 80 mm, equivalente a um diâmetro interno,  $D$ , de 77,93 mm [28]. O cálculo do valor da área,  $A$ , determinado pela Equação (4.4), resulta em  $4,77 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ .

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.4)$$

Com o objetivo de determinar qual o caudal de ar comprimido a passar pela tubagem, instalou-se um caudalímetro após a saída do Reservatório 1. Este equipamento permitiu também a leitura da temperatura e da pressão de operação. A avaliação das perdas de carga teóricas considera para o presente caso de estudo o caudal máximo atingido durante as medições, bem como os valores de temperatura e pressão médios obtidos nesse mesmo dia. Estes dados encontram-se na Tabela 10.

*Tabela 10 - Valores lidos pelo caudalímetro.*

<b>Caudal<sup>3</sup>, m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup></b>	<b>2100</b>
<b>Temperatura, °C</b>	<b>26</b>
<b>Pressão, barg</b>	<b>7,7</b>

Recorrendo à equação dos gases perfeitos, é possível converter o valor de caudal para as condições de operação, obtendo-se  $268 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ . A razão entre o caudal e a área da tubagem permite determinar a velocidade média de escoamento do fluido,  $v$ , sendo esse valor igual a  $15,6 \text{ m.s}^{-1}$ . Esta informação é necessária para o cálculo do número de Reynolds, dado por:

$$\text{Re} = \frac{l' v \rho}{\mu} \quad (4.5)$$

onde  $l'$  é a dimensão característica e  $\mu$  a viscosidade dinâmica do fluido [1]. Neste caso,  $l'$  corresponde ao diâmetro da canalização. A Tabela 11 apresenta as propriedades do ar a  $26^\circ\text{C}$  e  $7,7 \text{ barg}$ .

*Tabela 11 - Propriedades do ar nas condições de operação [31].*

<b>Massa volúmica, kg.m<sup>-3</sup></b>	<b>10,16</b>
<b>Viscosidade dinâmica, kg.m<sup>-1</sup>.s<sup>-1</sup></b>	<b><math>18,6 \times 10^{-6}</math></b>

<sup>3</sup> Valor correspondente às condições PTN ( $0^\circ\text{C}$  e  $1,013 \text{ bar}$ ).

Sabe-se pela literatura que, num tubo de secção reta circular, desde que não haja perturbações ao escoamento, quando o número de Reynolds é inferior a 2100 o regime é laminar e para valores superiores a 4000 este diz-se turbulento. Entre estes dois limites, o regime é de transição [28]. O valor do  $Re$ , obtido pela Equação (4.5), corresponde a  $6,64 \times 10^5$ , permitindo afirmar que se trata de regime turbulento.

O coeficiente de atrito, função do número de Reynolds e da rugosidade relativa, dado pela razão entre a rugosidade absoluta,  $\varepsilon$ , e o diâmetro interno da tubagem pode ser determinado por recurso ao diagrama de Moody presente no Anexo 2. A Tabela 12 apresenta o valor da rugosidade relativo a um tubo de aço galvanizado completamente novo e do respetivo valor de  $f$ .

*Tabela 12 - Valor de rugosidade absoluta e respetivo coeficiente de atrito [28].*

$\varepsilon$ , mm	0,15
$f$	0,023

Como se pode verificar na Figura 10, o caudal de ar comprimido é repartido à entrada dos dois secadores e dos Reservatórios 2 e 3. Para o estudo em questão assume-se uma repartição igualitária do mesmo, sendo por isso  $v$  igual a  $7,8 \text{ m.s}^{-1}$ . Tratando-se de aço galvanizado, o número de Reynolds e o respetivo coeficiente de atrito, neste caso, correspondem a  $3,32 \times 10^5$  e 0,023, respetivamente.

Também os filtros introduzem perdas de carga ao longo do percurso de ar comprimido. As quedas de pressão destes equipamentos encontram-se discriminadas na Tabela 13, obtidas a partir das fichas técnicas dos equipamentos.

*Tabela 13 - Queda de pressão associada aos filtros utilizados.*

Filtro	Queda de Pressão, barg
Friulair P	0 - 0,11
Hiross P	0,07 - 0,35
Hiross S	0,1 - 0,35
Friulair Z	0 - 0,12

Os filtros da Hiross possuem um económetro montado no topo do corpo principal, com o objetivo de indicar o grau de colmatagem do seu elemento filtrante. Um esquema representativo dos mesmos encontra-se na Figura 11. Quando o ponteiro atingir a zona a

vermelho é necessário a limpeza ou eventual substituição do elemento filtrante pois esta zona corresponde a uma elevada colmatção.



Figura 11 - Filtro com económetro no topo [32].

O ponteiro do económetro instalado nos filtros, aquando as medições de caudal referidas, indicava para o valor mínimo da zona de baixa colmatção (verde). Estes tinham sofrido manutenção recentemente, tendo sido considerado para os cálculos das perdas de carga os seguintes valores: 0,07 barg para o Hiross P e 0,1 para o Hiross S.

No caso dos filtros da Friulair, foi possível obter a Figura 12, onde o caudal corresponde a 20 °C e 7 barg.

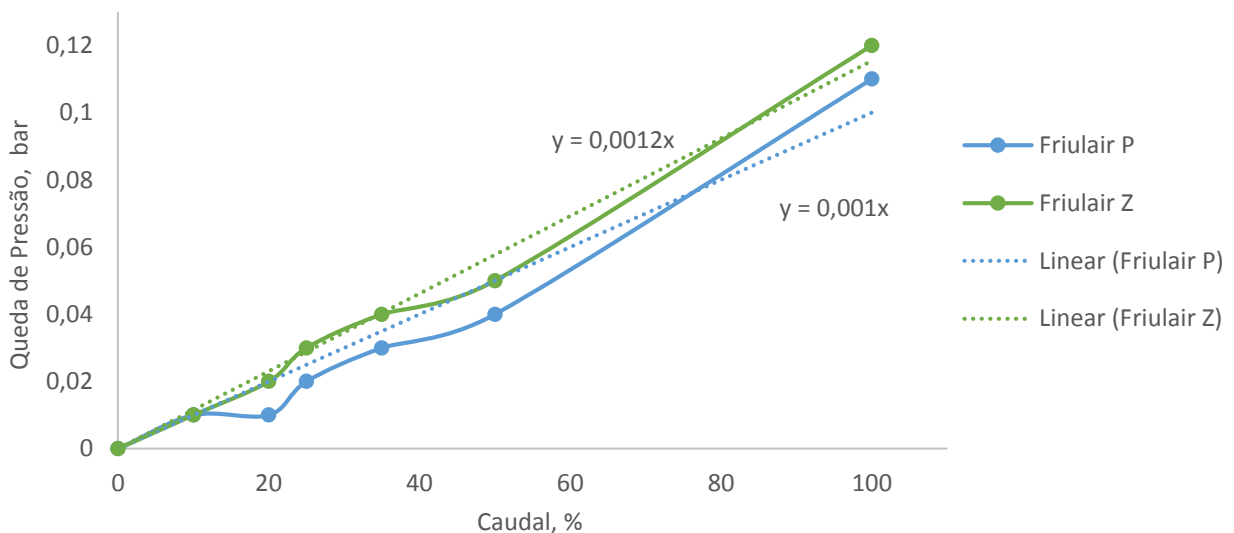


Figura 12 - Queda de pressão em função da % de caudal a passar no filtro.

O caudal máximo admitido pelos filtros da Friulair a 20 °C e 7 barg corresponde a 342 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>. Após efetuada a conversão do caudal lido para estas condições, 285 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>, determina-se que a percentagem de caudal a passar pelos filtros é de 83%. A substituição deste valor em cada

equação do ajuste linear permite concluir que o filtro de classe S apresenta uma queda de pressão de 0,08 bar e o Z de 0,10 bar.

A queda de pressão responsável pela passagem do ar comprimido pelo secador Hiross corresponde a 0,15 bar [33]. Uma vez que não foi possível obter a queda de pressão correspondente à passagem pelo secador Sabroe, o presente caso de estudo considera a passagem pelo secador Hiross. Por opção entre os reservatórios 2 e 3, considera-se a passagem pelo primeiro.

Conhecendo o caudal volumétrico e as perdas de carga existentes ao longo da tubagem, é possível determinar qual a diferença de pressão entre duas zonas através da Equação (4.1). A aplicação da equação de Bernoulli assume a incompressibilidade do fluido, sendo por isso necessário verificar a compressibilidade do escoamento. Para tal, recorre-se à medida adimensional denominada número de Mach:

$$Ma = \frac{v}{c} \quad (4.6)$$

onde  $c$  corresponde à velocidade do som e pode ser determinado por:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \quad (4.7)$$

onde  $\gamma$  é o coeficiente de expansão adiabática e  $M$  é a massa molecular do gás [34].

Considerando o escoamento de ar, o coeficiente de expansão adiabática corresponde a 1,4 e a massa molecular a 28,95 g.mol<sup>-1</sup>. Pela leitura do caudalímetro assume-se que  $T$  corresponde a 26 °C e determina-se que a velocidade do som, nestas condições, é 346,8 m.s<sup>-1</sup>.

Por substituição na Equação (4.6), obtém-se que, para  $v$  igual a 15,6 m.s<sup>-1</sup>, o número de  $Ma$  é 0,04 e, para  $v$  igual a 7,8 m.s<sup>-1</sup>, tem-se 0,02. Pela literatura [28], sabe-se que quando o número de Mach é menor que 0,3 as forças de inércia não são suficientemente elevadas para causar qualquer mudança significativa na massa volúmica do fluido, sendo o escoamento incompressível e podendo ser aplicada a equação de Bernoulli enunciada.

Assim, considerando que a pressão à saída do compressor,  $P_1$ , é igual a 7,7 barg, determina-se que  $P_2$  é igual a 6,8 barg. A Figura 13 apresenta as quedas de pressão ao longo do comprimento do percurso considerado,  $d$ . Os cálculos efetuados encontram-se descritos na Tabela 16 presente no Anexo 3.

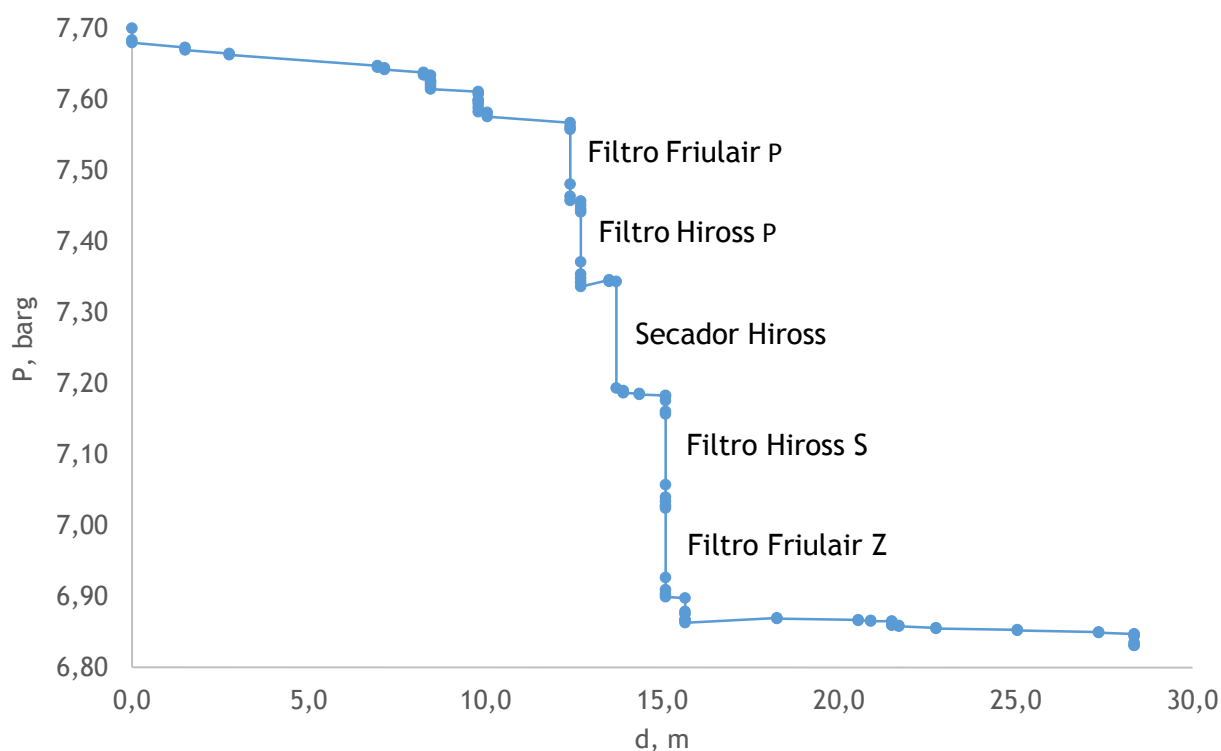


Figura 13 - Queda de pressão ao longo do percurso do ar comprimido.

Os filtros utilizados por esta empresa contribuem em 40% para a queda de pressão do percurso considerado. Tendo em conta que a percentagem referida considera a utilização de filtros completamente novos, torna-se necessário prestar especial atenção ao económetro presente neste equipamento e efetuar as devidas substituições quando necessárias.

O secador Hiross representam cerca de 17% da queda de pressão total e os restantes 43% devem-se ao comprimento da tubagem e acessórios. Apesar do aço galvanizado apresentar uma boa resistência à corrosão, o seu interior é áspero, sendo responsável por perdas de carga bastante elevadas. De notar também que a quantidade de acidentes presentes ao longo do percurso do ar comprimido é bastante significativa, sendo responsável por 75% das perdas de carga devido ao comprimento da tubagem e acessórios.

Nesta situação de caudal máximo ( $2100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  nas condições PTN), a queda de pressão teórica corresponde a 0,87 barg. Na prática verifica-se uma queda de pressão de cerca de 0,82 barg, valor determinado pela diferença de pressão entre Reservatório 1 e o manómetro instalado no interior da empresa.

Se se considerar um caudal de  $1500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  nas condições PTN, valor médio obtido pelo caudalímetro, a queda de pressão corresponde a 0,64 bar. Neste caso, a queda de pressão relativa aos filtros da Friulair, classes P e Z, correspondem, respetivamente, a 0,05 e 0,07 bar.

A Preh Portugal apresenta uma fatura mensal de eletricidade de cerca de 100 k€, aproximadamente, dos quais 17 k€ correspondem ao consumo dos compressores. Assim, assumindo que uma queda de pressão correspondente a 140 mbar aumenta 1% do consumo da energia elétrica dos compressores, então 0,18 barg levam a um aumento de 1,30% [33]. Em suma, a poupança anual que esta empresa podia ter, caso operasse nas condições adequadas para o caudal de  $1500 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  nas condições PTN, seria de cerca de 2653 €.

#### 4.7.2 Estudo da Capacidade Máxima da Tubagem e dos Equipamentos

Tal como referido anteriormente, após a expansão das suas instalações, a Preh Portugal tem como objetivo a instalação de uma unidade de produção de azoto, o que implica um aumento da necessidade de ar comprimido. O azoto obtido por este processo apresenta um custo 5 vezes mais económico do que o convencional azoto líquido atualmente adquirido à Air Liquide [13].

Torna-se então fundamental fazer um estudo acerca das atuais quedas de pressão, bem como das capacidades máximas admissíveis da tubagem e dos equipamentos constituintes do sistema em questão.

Para essa análise considera-se o valor de caudal máximo obtido pela leitura do caudalímetro,  $2100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , nas condições PTN. Após a conversão do caudal para condições de operação, e tendo em conta o previsível aumento de 30% no consumo de ar comprimido,  $0,097 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , torna-se necessário arbitrar valores de velocidade.

Segundo a literatura, a velocidade do ar na distribuição principal e em ramais não deve exceder os 6,0 e 15,0  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ , respetivamente [35]. Assim, mesmo assumindo uma velocidade de 15,0  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$  para a distribuição principal e, recorrendo à Equação (4.8), obtém-se o diâmetro interno da tubagem de 90,60 mm.

$$D = 2 \sqrt{\frac{Q}{v\pi}} \quad (4.8)$$

Tendo em conta que os tubos que se encontram disponíveis no mercado têm diâmetros nominais, fez-se a aproximação dos mesmos a um valor tabelado e recalculou-se a velocidade de cada tubo. A Tabela 14 apresenta os valores em questão.



Tabela 14 - Velocidades recalculadas para o caudal considerado.

DN, mm	100
Diâmetro Recalculado, polegada	4,026
Raio, m	0,05
Área Recalculada, m <sup>2</sup>	0,008
Velocidade Recalculada, m.s <sup>-1</sup>	11,77

Conclui-se então que, para a velocidade arbitrada, o diâmetro da tubagem terá de ser de 100 mm. No entanto, é de notar que para valores de velocidade inferiores, o diâmetro da tubagem terá de ser maior. Assim, ao considerar-se 6,0 m.s<sup>-1</sup>, verifica-se que o diâmetro nominal da tubagem seria de 150 mm e a respetiva velocidade recalculada de 5,19 m.s<sup>-1</sup>. Os dados necessários para o cálculo efetuado encontram-se na Tabela 15.

Tabela 15 - Velocidades recalculadas para o caudal considerado.

DN, polegada	6
Diâmetro Recalculado, polegada	6,065
Raio, m	0,08
Área Recalculada, m <sup>2</sup>	0,019

Assim, a necessidade ou não de troca da tubagem do sistema de ar comprimido está relacionada com a velocidade de escoamento do mesmo. Caso esta seja superior a 20,3 m.s<sup>-1</sup>, não se justifica a sua alteração. No entanto, para valores inferiores, o diâmetro da tubagem terá de ser adaptado.

Para o estudo da adequação dos equipamentos constituintes do sistema de ar comprimido à expansão já referida fez-se um levantamento dos caudais máximos admissíveis pelos mesmos e considera-se novamente o caudal 2100 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>, nas condições PTN.

Recorrendo à Tabela 6, verifica-se que o compressor da Ingersoll não é capaz de suprir as necessidades de ar comprimido consideradas. No entanto, o funcionamento em conjunto com o da Kaeser permite tratar 3024 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>, nas condições normais de pressão e temperatura, valor bastante razoável.

A passagem do ar comprimido pelos filtros ocorre em série. Assim, por recurso da Tabela 7 verifica-se que, para o caudal considerado, os filtros da Hiross e da Friulair não se encontram adequados.

A Tabela 8 apresenta os valores de caudal máximo admissível pelos secadores instalados na Preh Portugal. Uma vez que estes se encontram ligados em paralelo, verifica-se que não há necessidade de os substituir. O secador da Sabroe apresenta um caudal máximo inferior ao assumido para o estudo, no entanto o da Hiross admite  $2483 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ , nas condições PTN.

Em suma, verifica-se que para o caudal máximo assumido apenas haverá necessidade de substituir os filtros.

## 5 Conclusões

O calor absorvido pelo azoto ao longo do seu percurso, após saída do reservatório até à saída do vaporizador atmosférico, corresponde a 30,6 kW. Esta quantidade de calor é capaz de arrefecer água de 12 °C para 6 °C se esta circular com um caudal 4,4 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

Os refrigeradores utilizados para o arrefecimento da água em questão requerem 280 kW, valor cerca de 10 vezes superior ao que se poderia obter pelo aproveitamento do calor trocado pelo azoto. Sendo a ideia inicial a colocação de tubos, onde circularia água, entre as alhetas do vaporizador de azoto, dos valores obtidos conclui-se que não compensa o investimento.

Relativamente ao estudo das quedas de pressão ao longo do sistema de ar comprimido, assumindo-se um caudal máximo obtém-se 0,87 bar. O caudal médio representa uma queda de pressão de 0,64 bar, valor inferior ao obtido na prática, 0,82 bar. Esta diferença pode representar uma possível poupança de 2653 €/ano na fatura da eletricidade desta empresa.

Dado a previsível expansão das instalações da Preh Portugal, assume-se um aumento de 30% no consumo de ar comprimido. Ao considerar-se o caudal máximo e o aumento referido, verifica-se a necessidade de adaptar o diâmetro da tubagem para velocidades inferiores a 20,3 m.s<sup>-1</sup>. Assumindo uma velocidade de 15,0 m.s<sup>-1</sup>, valor máximo que deve ser admitido, segundo a literatura, é necessário substituir a tubagem para DN100 mm (4 polegadas).

O estudo da adequação dos equipamentos ao aumento do consumo de ar comprimido conclui a necessidade de substituição dos filtros Hiross.

### 5.1 Objetivos Realizados

O trabalho realizado apresentou duas componentes, tendo sido atingidos os objetivos pretendidos em ambas.

Inicialmente efetuou-se a avaliação do potencial energético trocado pelo vaporizador atmosférico de azoto. De seguida, fez-se um estudo das perdas de carga existentes no sistema de ar comprimido instalado na empresa e a adequação da tubagem e dos equipamentos presentes no sistema em questão à futura expansão das instalações.

### 5.2 Limitações e Trabalho Futuro

A realidade industrial é bem diferente dos enunciados dos exercícios onde se encontra toda informação necessária à sua resolução. A procura de informação acerca dos equipamentos instalados, do seu modo de funcionamento e até mesmo das propriedades físico-químicas dos fluidos envolvidos nos processos em estudo foi a maior limitação encontrada.

Para trabalho futuro propõe-se o estudo detalhado do modo de funcionamento do sistema de ar comprimido, no sentido de determinar as reais poupanças em termos de energia. Adicionalmente deve-se fazer uma análise cuidada das potenciais fugas de ar comprimido existentes neste sistema.

### **5.3 Apreciação final**

A realização deste trabalho representou para mim um desafio aliciante, na medida em que foi um teste às minhas capacidades. Este trabalho permitiu-me o contacto com a indústria e uma enorme aprendizagem.


## Referências

- [1] B. R. Munson, D. F. Young, and T. H. Okiishi, *Fundamentals of fluid mechanics*: New York, 1990.
- [2] Preh. *History*. Available: <http://www.preh.com/en/the-company/history/>
- [3] Everis. (11 de junho de 2015). *Utilities & Energy*, *acedido em*: <http://www.everis.com/global/en-US/business-sectors/Paginas/utilities.aspx>
- [4] *Diretiva n.º 2006/32/CE de 5 de abril do Parlamento Europeu e do Conselho*, L 114, 2006.
- [5] *Decreto-Lei n.º 68-A/2015 de 30 de abril do Ministério do Ambiente, Ordenamento do Território e Energia*, 84, 2015.
- [6] EDP, "Dicas de Eficiência Energética - Viva a sua casa com uma energia mais sustentável", 2012.
- [7] L. Z. Wieder, "Ambient air vaporizer and heater for cryogenic fluids", ed: Google Patents, 1993.
- [8] H. M. Jeong, H. S. Chung, E. Djajadiwinata, P. H. Kim, and Y. H. Lee, "Experimental study on the characteristics of longitudinal fin air-heating vaporizers in different seasons", *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 22, pp. 981-990, 2008.
- [9] C. Silva, "Introdução à Pneumática", em *Pneumática Aplicada*, 2006.
- [10] A. F. R. Sá. (2012, 4 de julho de 2015). *Algumas medidas para aumentar a eficiência energética em sistemas de ar comprimido*, *acedido em*: <http://www.planetazul.pt/edicoes1/planetazul/desenvArtigo.aspx?c=2252&a=21475&r=37>
- [11] S. Mousavi, S. Kara, and B. Kornfeld, "Energy Efficiency of Compressed Air Systems", *Procedia CIRP*, vol. 15, pp. 313-318, 2014.
- [12] CompAir. (27 de maio de 2015). *Informações Sobre Ar Comprimido*, *acedido em*: [http://www.compair.pt/About\\_Us/02Compressed\\_Air\\_Explained.aspx](http://www.compair.pt/About_Us/02Compressed_Air_Explained.aspx)
- [13] J. Novais, *Ar comprimido industrial: produção, tratamento e distribuição*. Lisboa, 1995.
- [14] A. Products. (4 de julho de 2015). *Typical Bulk Liquid Storage Systems*, *acedido em*: <http://www.airproducts.com/products/Gases/supply-options/bulk-deliveries-and-storage-systems/typical-bulk-liquid-storage-systems.aspx>
- [15] A. R. Tibbetts and D. R. Tucker, "Ambient air vaporizer", ed: Google Patents, 1972.
- [16] A. Liquide. (27 de abril de 2015). *Azoto*, *acedido em*: <http://www.airliquide.pt/pt/quem-somos/as-nossas-actividades-os-nossos-produtos/azoto-3.html#.VT48pCFViko>
- [17] A. Liquide. (24 de março de 2015). *Ficha de Informação do Produto Químico - Azoto Líquido*, *acedido em*: [http://www.airliquide.pt/file/otherelement/pj/2d/ca/e9/2e/azoto%20l%C3%ADquido%20refrigerado%20\(089b-1\)5629739777715733476.pdf](http://www.airliquide.pt/file/otherelement/pj/2d/ca/e9/2e/azoto%20l%C3%ADquido%20refrigerado%20(089b-1)5629739777715733476.pdf)
- [18] Nautilus. (28 de abril de 2015). *Nitrogénio: Aplicações*, *acedido em*: <http://nautilus.fis.uc.pt/st2.5/scenes-p/elem/e00730.html>
- [19] P. Software. (29 de março de 2015). *Water*, *acedido em*: [http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser\\_dampf\\_e.html](http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf_e.html)
- [20] DAIKIN. (11 de maio de 2015). *Qual a diferença entre calor sensível e calor latente?*, *acedido em*: <http://www.daikin.pt/support-and-manuals/faq/general/faq13.jsp>

- [21] P. Software. (29 de março de 2015). *Nitrogen*, acedido em: [http://www.peacesoftware.de/einigewerte/stickstoff\\_e.html](http://www.peacesoftware.de/einigewerte/stickstoff_e.html)
- [22] R. Span, E. W. Lemmon, R. T. Jacobsen, W. Wagner, and A. Yokozeki, "A reference equation of state for the thermodynamic properties of nitrogen for temperatures from 63.151 to 1000 K and pressures to 2200 MPa", *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, vol. 29, pp. 1361-1433, 2000.
- [23] A. Liquide. (29 de março de 2015). *Gas Encyclopedia*, acedido em: <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?LanguageID=11&CountryID=19&Formula=n2&btnFormula.x=0&btnFormula.y=0&GasID=0&UNNumber=>
- [24] IPB. (28 de maio de 2015). *Pneumática e Automatismos*, acedido em: <http://www.ipb.pt/~jpcoelho/CET/pneum.pdf>
- [25] M. Varela. (28 de maio de 2015). *Ar comprimido (fluido pneumático)*, acedido em: <http://www.ebah.pt/content/ABAAAYxsAK/ar-comprimido-fluido-pneumatico>
- [26] China-OGPE. (4 de julho de 2015). *Screw Compressor*, acedido em: [http://www.china-ogpe.com/buyingguide\\_content/Introduction\\_to\\_screw\\_compressor\\_1207.html](http://www.china-ogpe.com/buyingguide_content/Introduction_to_screw_compressor_1207.html)
- [27] E. S. S. Leite. (2002, 9 de junho de 20015). *Elementos Electropneumáticos*, acedido em: <http://essl.home.sapo.pt/Electropneumatica/producao%20de%20ar.htm>
- [28] J. M. Campos, *Notas Para O Estudo Da Mecânica Dos Fluidos*, 2013.
- [29] J. M. A. Neto and A. G. Alvarez, *Manual de Hidráulica - Volume I*, 6.<sup>a</sup> ed.: Edgard Blucher, 1973.
- [30] A. Copco, *Compressed Air Manual* 7.<sup>a</sup> ed. Belgium: Atlas Copco Airpower NV, 2010.
- [31] P. Software. (10 de junho de 2015). *Air*, acedido em: [http://www.peacesoftware.de/einigewerte/luft\\_e.html](http://www.peacesoftware.de/einigewerte/luft_e.html)
- [32] Kelin. (4 de julho de 2015). *Ecopure Series Compressed Air Filter*, acedido em: <http://www.klairdryer.com/product-3-1-compressed-air-filter-en/132916>
- [33] P. H. Corporation, "The refrigeration drying solution: PoleStar Smart", 2011.
- [34] R. A. C. Nguemaleu and L. Montheu, *Roadmap to Greener Computing*. New York: Taylor & Francis, 2014.
- [35] S. E. Ireland, "Compressed Air Technical Guide", 2007.

## Anexo 1 Ficha de Segurança do Azoto

Apresenta-se de seguida a ficha de segurança do azoto líquido [17].

IDENTIFICAÇÃO		
Número ONU	Nome do produto	Rótulos de risco
1977	AZOTO LÍQUIDO	
Número de risco 22		Classe/Subclasse 2.2
<b>Sinónimos</b> Nitrogénio Líquido, Azoto liquefeito, Nitrogénio liquefeito		
<b>Aparência</b> Líquido incolor; inodoro.		
<b>Fórmula molecular</b> $N_2$		<b>Família química</b> Não pertinente
<b>Fabricantes</b> Para informações atualizadas recomenda-se a consulta das seguintes instituições ou referências: <u>ABIQUIM - Associação Brasileira da Indústria Química</u> : Tel. (XX) 11 0800 118270 <u>AIRLIQUIDE</u> : Tel. +351 808 299 299 <u>ANDEF - Associação Nacional de Defesa Vegetal</u> : Tel. (XX) 11 3081 5033 <u>Programa Agrofit - Ministério da Agricultura</u>		

MEDIDAS DE SEGURANÇA
<b>Medidas preventivas imediatas</b> Pedir instruções específicas antes da utilização. Não manusear o produto antes de ter lido e percebido todas as precauções de segurança. Manter afastado do calor/faísca/chama aberta/superfícies quentes. Manter/Guardar afastado de roupa/materiais combustíveis. Manter os acessórios da válvula limpos, isentos de óleo e água. Lavar as mãos cuidadosamente após o manuseamento. Não fumar durante a utilização deste produto. Utilizar apenas ao ar livre ou em locais bem ventilados.
<b>Equipamento de Proteção Individual (EPI)</b> Máscara completa para face e óculos de segurança ou óculos de proteção. Para proteção da pele usar luvas de borracha de butilo.

RISCOS AO FOGO
<p><b>Ações a serem tomadas quando o produto entra em combustão</b></p> <p>Coordenar as medidas de extinção com o incêndio circundante. Arrefecer os recipientes em perigo com jato de água, protegendo-se. Não deitar/ deixar escorrer para o esgoto a água contaminada pelo incêndio. Utilizar água para controlar o fogo nas áreas circundantes a partir de um local seguro.</p>
<p><b>Comportamento do produto ao fogo</b></p> <p>O vapor do gás é mais pesado do que o ar. Calor do fogo pode aumentar pressão no recipiente de armazenamento e consequentemente causar rutura e/ou explosão do mesmo.</p>
<p><b>Produtos perigosos da reação de combustão</b></p> <p>Não aplicável</p>
<p><b>Agentes de extinção que não podem ser usados</b></p> <p>Podem ser usados todos os agentes de extinção conhecidos.</p>
<p><b>Limites de flamabilidade do ar</b></p> <p>Não aplicável</p>
<p><b>Ponto de fulgor</b></p> <p>Não aplicável</p>
<p><b>Temperatura de ignição</b></p> <p>Não aplicável</p>
<p><b>Taxa de evaporação (éter = 1)</b></p> <p>Não aplicável</p>
<p><b>NFPA (National Fire Protection Association) Ratings</b></p> <p>Saúde: 3</p> <p>Flamabilidade: 0</p> <p>Instabilidade: 0</p> <p>Especial: Nenhum</p>



PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS E AMBIENTAIS		
Peso molecular 28,02	Ponto de ebulição ( °C) -195,6	Ponto de fusão ( °C) -209,86
Temperatura crítica ( °C) -147,0	Pressão crítica (atm) 33,5	Densidade do vapor 0,965 kg/m³
Densidade relativa do líquido (ou sólido) 0,807 @ -195,5 °C (líquido)	Pressão de vapor 760 mmHg @ -195,8 °C	Calor latente de vaporização (cal/g) 53,0
Calor de combustão (cal/g) Não aplicável		Viscosidade Não aplicável
Solubilidade na água Insolúvel		pH Não aplicável
Reatividade química com a água O calor da água vaporiza violentamente o azoto líquido.		
Reatividade química com materiais comuns Não reage. Baixa temperatura pode causar fragilidade em borracha e plásticos.		
Polimerização Não aplicável		
Reatividade química com outros materiais Não aplicável.		
Degradabilidade Produto volátil		
Potencial de concentração na cadeia alimentar Não aplicável		
Carência bioquímica de oxigénio (CBO) Não aplicável		
Neutralização e disposição finais Libertar para a atmosfera. Recomenda-se o acompanhamento por um especialista do órgão ambiental.		

INFORMAÇÕES ECOTOXICOLÓGICAS		
<b>Toxicidade - limites e padrões</b> Não aplicável		
<b>Toxicidade ao homem e animais superiores (vertebrados)</b> Não aplicável		
<b>Toxicidade: Espécie - Rato</b> Não aplicável		
<b>Toxicidade: Espécie- Coelho</b> Não aplicável		
<b>Toxicidade: Espécie - Camundongo</b> Não aplicável		
<b>Toxicidade aos organismos aquáticos: Peixes</b> Não aplicável		
<b>Toxicidade a outros organismos: <i>Salmonella Typhimurium</i></b> Não aplicável		
Informações sobre intoxicação humana		
<b>Tipo de contacto</b> Inalação	<b>Síndrome tóxica</b> Irritação das vias respiratórias	<b>Tratamento</b> Remover a vítima para local melhor arejado. Se ocorrer paragem respiratória, aplicar respiração artificial.
<b>Tipo de contacto</b> Pele	<b>Síndrome tóxica</b> Congelamento	<b>Tratamento</b> Molhar com água pelo menos durante 15 minutos e colocar uma compressa esterilizada. Consultar um médico.
<b>Tipo de contacto</b> Olhos	<b>Síndrome tóxica</b> Irritação ocular grave	<b>Tratamento</b> Lavar imediatamente com água, durante pelo menos 15 minutos.

DADOS GERAIS
<b>Condições de armazenamento</b> Armazenar em local bem ventilado e a temperaturas inferiores a 50 °C. Os recipientes devem ser armazenados na posição vertical e devidamente seguros para evitar a sua queda. Armazenar os recipientes em local livre de risco de incêndios e longe de fontes de calor e de ignição. Manter afastado de matérias combustíveis. Os recipientes não devem ser armazenados em condições que favoreçam a corrosão.
<b>Ventilação para transporte</b> Veículo bem ventilado
<b>Estabilidade durante o transporte</b> Contentores com azoto líquido devem ser transportados numa posição segura, evitando choques e quedas que promovam vazamento e danifiquem os contentores.
<b>Usos</b> Matéria-prima para amónia, ácido nítrico, cianeto e nitritos; gás interno para purificar e exercer pressão; congelamento rápido de alimentos; resfriamento em fundições de alumínio; preservação criogénica; antioxidante.
<b>Radioatividade</b> Não aplicável

## Anexo 2 Diagrama de Moody

Apresenta-se o diagrama de Moody, onde o separador decimal corresponde ao ponto (.).

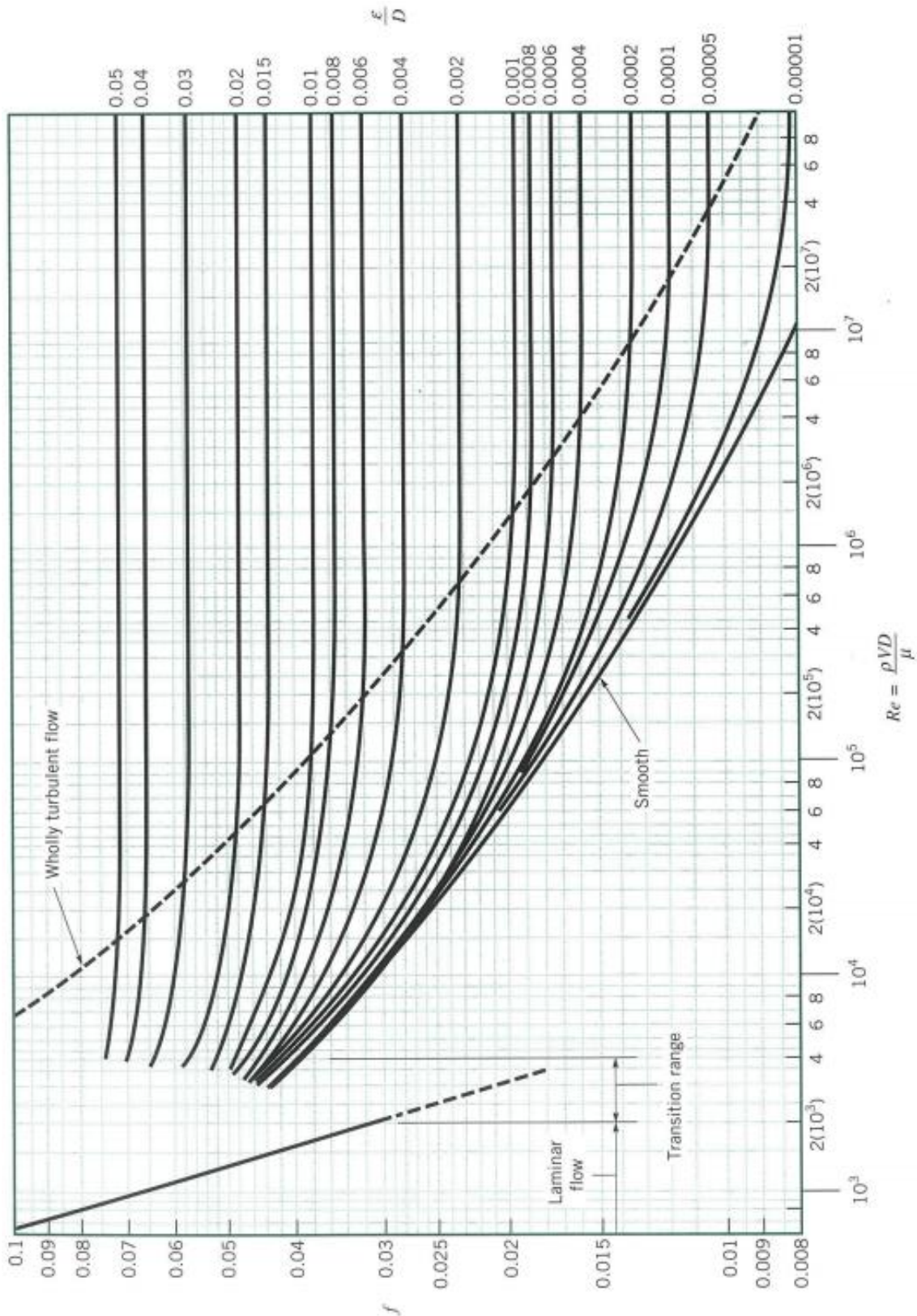


Figura 14 - Diagrama de Moody [1].

## Anexo 3 Percurso Considerado e Cálculos Efetuados no Estudo das Perdas de Carga

Apresenta-se de seguida o percurso do ar comprimido considerado para o estudo das perdas de carga e respetivas quedas de pressão para o caudal de  $2100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  (PTN).

Tabela 16 - Percurso do ar comprimido e cálculo de perdas de carga.

Percurso	$L, \text{ m}$	$D, \text{ mm}$	$d, \text{ m}$	$v, \text{ m/s}$	$z, \text{ m}$	$h_{f,tub}, \text{ m}$	$\sum h_{f,tub}, \text{ m}$	$P, \text{ Pa}$	$P, \text{ barg}$
	0,00	0,00	0,00	0	0	0,00	0,00	8,70E+05	7,700
Saída Compressor	1,10	77,93	0,00	15,60	0	4,03	4,03	8,68E+05	7,684
Curva 90°	1,00	77,93	0,00	15,60	0	3,66	7,69	8,68E+05	7,680
Tubo	1,50	77,93	1,50	15,60	1,50	5,49	13,19	8,67E+05	7,673
Curva 90°	1,00	77,93	1,50	15,60	1,50	3,66	16,85	8,67E+05	7,669
Tubo	1,25	77,93	2,75	15,60	1,50	4,58	21,43	8,66E+05	7,665
Curva 45°	0,60	77,93	2,75	15,60	1,50	2,20	23,62	8,66E+05	7,663
Tubo	4,20	77,93	6,95	15,60	1,50	15,38	39,01	8,65E+05	7,647
Curva 45°	0,60	77,93	6,95	15,60	1,50	2,20	41,21	8,65E+05	7,645
Tubo	0,20	77,93	7,15	15,60	1,50	0,73	41,94	8,64E+05	7,644
Curva 45°	0,60	77,93	7,15	15,60	1,50	2,20	44,14	8,64E+05	7,642
Tubo	1,10	77,93	8,25	15,60	1,50	4,03	48,16	8,64E+05	7,638
Válvula	1,00	77,93	8,25	15,60	1,50	3,66	51,83	8,63E+05	7,635
Tubo	0,20	77,93	8,45	15,60	1,50	0,73	52,56	8,63E+05	7,634
Entrada Mini Reservatório	2,20	77,93	8,45	15,60	1,50	8,06	60,62	8,63E+05	7,626
Mini Reservatório	0,00	0,00	8,45	15,60	1,50	0,00	60,62	8,63E+05	7,626
Saída Mini Reservatório	1,10	77,93	8,45	15,60	1,50	4,03	64,65	8,62E+05	7,622
Válvula	1,00	77,93	8,45	15,60	1,50	3,66	68,31	8,62E+05	7,618
Curva 90°	1,00	77,93	8,45	15,60	1,50	3,66	71,97	8,61E+05	7,614
Tubo	1,35	77,93	9,80	15,60	0,15	4,94	76,92	8,61E+05	7,611
Curva 90°	1,00	77,93	9,80	15,60	0,15	3,66	80,58	8,61E+05	7,607
Entrada Reservatório	2,20	77,93	9,80	15,60	0,15	8,06	88,64	8,60E+05	7,599
Reservatório 1	0,00	0,00	9,80	15,60	1,25	0,00	88,64	8,60E+05	7,598
Saída Reservatório	1,10	77,93	9,80	15,60	1,25	4,03	92,67	8,59E+05	7,594
Cotovelo 90°	1,60	77,93	9,80	15,60	1,25	5,86	98,53	8,59E+05	7,588
Cotovelo 90°	1,60	77,93	9,80	15,60	1,25	5,86	104,39	8,58E+05	7,582
Tubo	0,25	77,93	10,05	15,60	1,25	0,92	105,30	8,58E+05	7,582
Cotovelo 90°	1,60	77,93	10,05	15,60	1,25	5,86	111,16	8,58E+05	7,576
Tubo	2,35	77,93	12,40	15,60	1,25	8,61	119,77	8,57E+05	7,567
Tê, passagem direta	1,60	77,93	12,40	15,60	1,25	5,86	125,63	8,56E+05	7,561
Válvula	1,00	77,93	12,40	15,60	1,25	3,66	129,29	8,56E+05	7,558
Filtro Friulair P	0,00	77,93	12,40	15,60	1,25	0,00	-	8,48E+05	7,478
Válvula	1,00	77,93	12,40	15,60	1,25	3,66	3,66	8,46E+05	7,460
Tê, passagem direta	1,60	77,93	12,40	15,60	1,25	5,86	9,52	8,45E+05	7,455

Tabela 16 - Percurso do ar comprimido e cálculo de perdas de carga (continuação).

Percurso	$L$ , m	$D$ , mm	$d$ , m	$v$ , m/s	$z$ , m	$h_{f,tub}$ , m	$\sum h_{f,tub}$ , m	$P$ , Pa	$P$ , barg
Tubo	0,30	77,93	12,70	15,60	1,25	1,10	10,62	8,45E+05	7,453
Cotovelo 90°	1,60	77,93	12,70	15,60	1,25	5,86	16,48	8,45E+05	7,448
Tê, passagem direta	1,60	77,93	12,70	15,60	1,25	5,86	22,34	8,44E+05	7,442
Válvula	1,00	77,93	12,70	15,60	1,25	3,66	26,01	8,44E+05	7,438
Filtro Hiross P	0,00	77,93	12,70	15,60	1,25	0,00	-	8,37E+05	7,368
Válvula	1,00	77,93	12,70	15,60	1,25	3,66	3,66	8,35E+05	7,351
Tê, passagem direta	1,60	77,93	12,70	15,60	1,25	5,86	9,52	8,35E+05	7,345
Cotovelo 90°	1,60	77,93	12,70	15,60	1,25	5,86	15,38	8,34E+05	7,339
Tê, passagem direta	1,60	77,93	12,70	15,60	1,25	5,86	21,24	8,33E+05	7,333
Tubo	0,80	77,93	13,50	7,80	0,45	0,73	21,98	8,34E+05	7,343
Cotovelo 90°	1,60	77,93	13,50	7,80	0,45	1,47	23,44	8,34E+05	7,341
Válvula	1,00	77,93	13,50	7,80	0,45	0,92	24,36	8,34E+05	7,340
Tubo	0,20	77,93	13,70	7,80	0,25	0,18	24,54	8,34E+05	7,340
Secador Hiross	0,00	77,93	13,70	7,80	0,25	0,00	-	8,19E+05	7,190
Tubo	0,20	77,93	13,90	7,80	0,25	0,18	0,18	8,19E+05	7,187
Válvula	1,00	77,93	13,90	7,80	0,25	0,92	1,10	8,19E+05	7,186
Cotovelo 90°	1,60	77,93	13,90	7,80	0,25	1,47	2,57	8,18E+05	7,184
Cotovelo 45°	1,20	77,93	13,90	7,80	0,25	1,10	3,67	8,18E+05	7,183
Tubo	0,45	77,93	14,35	7,80	0,70	0,41	4,08	8,18E+05	7,183
Cotovelo 45°	1,20	77,93	14,35	7,80	0,70	1,10	5,18	8,18E+05	7,181
Tubo	0,75	77,93	15,10	7,80	1,45	0,69	5,87	8,18E+05	7,180
Cotovelo 90°	1,60	77,93	15,10	7,80	1,45	1,47	7,33	8,18E+05	7,179
Tê, passagem direta	1,60	77,93	15,10	7,80	1,45	5,86	13,19	8,17E+05	7,173
Tê, passagem direta	1,60	77,93	15,10	15,60	1,45	5,86	19,05	8,16E+05	7,158
Válvula	1,00	77,93	15,10	15,60	1,45	3,66	22,72	8,15E+05	7,154
Filtro Hiross S	0,00	77,93	15,10	15,60	1,45	0,00	-	8,05E+05	7,054
Válvula	1,00	77,93	15,10	15,60	1,45	3,66	3,66	8,04E+05	7,037
Tê, passagem direta	1,60	77,93	15,10	15,60	1,45	5,86	9,52	8,03E+05	7,031
Tê, passagem direta	1,60	77,93	15,10	15,60	1,45	5,86	15,38	8,02E+05	7,025
Válvula	1,00	77,93	15,10	15,60	1,45	3,66	19,05	8,02E+05	7,021
Filtro Friulair Z	0,00	77,93	15,10	15,60	1,45	0,00	-	7,92E+05	6,921
Válvula	1,00	77,93	15,10	15,60	1,45	3,66	3,66	7,90E+05	6,904
Tê, passagem direta	1,60	77,93	15,10	15,60	1,45	5,86	9,52	7,90E+05	6,898
Passador Esfera Macho-Fêmea	1,00	77,93	15,10	15,60	1,45	3,66	13,19	7,89E+05	6,894
Tubo	0,55	77,93	15,65	15,60	1,45	2,01	15,20	7,89E+05	6,892
Tê, saída de lado	5,20	77,93	15,65	15,60	1,45	19,05	34,25	7,87E+05	6,873
Curva 90°	1,00	77,93	15,65	15,60	1,45	3,66	37,91	7,87E+05	6,870
Entrada Mini Reservatório	2,20	77,93	15,65	15,60	1,45	8,06	45,97	7,86E+05	6,862
Mini Reservatório	0,00	0,00	15,65	15,60	1,45	0,00	45,97	7,86E+05	6,862
Saída Mini Reservatório	1,10	77,93	15,65	15,60	1,45	4,03	50,00	7,86E+05	6,858
Tubo	2,60	77,93	18,25	7,80	1,45	2,38	52,38	7,86E+05	6,865
Curva 90°	1,00	77,93	18,25	7,80	1,45	0,92	53,30	7,86E+05	6,864

Tabela 16 - Percurso do ar comprimido e cálculo de perdas de carga (conclusão).

Percurso	$L, m$	$D, mm$	$d, m$	$v, m/s$	$z, m$	$h_{f,tub}, m$	$\sum h_{f,tub}, m$	$P, Pa$	$P, barg$
Tubo	2,30	77,93	20,55	7,80	1,45	2,11	55,40	7,86E+05	6,862
Curva 90°	1,00	77,93	20,55	7,80	1,45	0,92	56,32	7,86E+05	6,861
Tubo	0,35	77,93	20,90	7,80	1,10	0,32	56,64	7,86E+05	6,861
Passador Esfera Macho-Fêmea	1,00	77,93	20,90	7,80	1,10	0,92	57,56	7,86E+05	6,860
Tubo	0,60	77,93	21,50	7,80	0,50	0,55	58,11	7,86E+05	6,860
Curva 90°	1,00	77,93	21,50	7,80	0,50	0,92	59,02	7,86E+05	6,859
Entrada Reservatório	2,20	77,93	21,50	7,80	0,50	2,02	61,04	7,86E+05	6,857
Reservatório 2	0,00	0,00	21,50	7,80	1,60	0,00	61,04	7,86E+05	6,856
Saída Reservatório	1,10	77,93	21,50	7,80	1,60	1,01	62,05	7,85E+05	6,855
Curva 90°	1,00	77,93	21,50	7,80	1,60	0,92	62,97	7,85E+05	6,854
Tubo	0,20	77,93	21,70	7,80	1,80	0,18	63,15	7,85E+05	6,853
Passador Esfera Macho-Fêmea	1,00	77,93	21,70	7,80	1,80	0,92	64,07	7,85E+05	6,853
Tubo	1,05	77,93	22,75	7,80	2,85	0,96	65,03	7,85E+05	6,851
Curva 90°	1,00	77,93	22,75	7,80	2,85	0,92	65,94	7,85E+05	6,850
Tubo	2,30	77,93	25,05	7,80	2,85	2,11	68,05	7,85E+05	6,848
Curva 90°	1,00	77,93	25,05	7,80	2,85	0,92	68,97	7,85E+05	6,847
Tubo	2,30	77,93	27,35	7,80	2,85	2,11	71,08	7,84E+05	6,845
Curva 90°	1,00	77,93	27,35	7,80	2,85	0,92	71,99	7,84E+05	6,844
Tubo	1,00	77,93	28,35	7,80	3,85	0,92	72,91	7,84E+05	6,842
Curva 90°	1,00	77,93	28,35	7,80	3,85	0,92	73,83	7,84E+05	6,841
Entrada Mini Reservatório	2,20	77,93	28,35	7,80	3,85	2,02	75,84	7,84E+05	6,839
Mini Reservatório	0,00	0,00	28,35	15,60	3,85	0,00	75,84	7,83E+05	6,830
Saída Mini Reservatório	1,10	77,93	28,35	15,60	3,85	4,03	79,87	7,83E+05	6,825
Entrada Rede Geral	0,00	77,93	28,35	15,60	3,85	0,00	79,87	7,83E+05	6,825